

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra výrobních strojů a konstruování

Výměník tepla

Heat exchanger

Student:

Bc. Zdeněk Grombář

Vedoucí diplomové práce:

Ing. Zdeněk Noga, Csc.

Ostrava 2012

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Zdeněk Grombír**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství
Specializace: 20 Výrobní stroje a zařízení
Téma: **Výměník tepla**
Heat Exchanger

Zásady pro vypracování:

Navrhněte kondenzační výměník pro průmyslovou pec vytápěnou zemním plynem.

Při zpracovávání 3D modelu konstrukčního návrhu zařízení vycházejte ze stávajících konstrukcí výměníků využívajících tepelných trubíc. Pozornost věnujte zejména návrhu jeho teplosměnné plochy a náplní trubíc v jeho jednotlivých sekcích.

Proveďte:

1. Technickou zprávu s popisem funkce navrženého zařízení a potřebnými výpočty ve členění – seznam požadavků, funkční struktura, morfologická matice, orgánová a stavební struktura.

2. 3D model konstrukčního návrhu zařízení.

3. Výrobní výkresovou dokumentaci výměníku.

Rozsah výtahu z Diplomového projektu v textové části práce cca 5str., rozsah výkresové části min. 2A0.

Seznam doporučené odborné literatury:

ČSN 01 6910 *Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory*. Praha: Český normalizační institut, srpen 1997. 36 s.

ČSN ISO 690 *Bibliografické citace. Obsah, forma a struktura*. Praha: Český normalizační institut, 1996. 32 s.

HUBKA, V. *Konstrukční nauka*. Zürich: Heurista, 1995. 105s. ISBN 80-90 1135-0-8.

Zásady pro vypracování diplomové (bakalářské) práce. FS_SME_05_003 verze: G
LITERÁRNÍ REŠERŠE – zpracovaná v rámci Diplomového projektu.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Zdeněk Noga, CSc.**

Datum zadání: 16.12.2011

Datum odevzdání: 21.05.2012



doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář
vedoucí katedry



prof. Ing. Radim Farana, CSc.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě

.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на ве́домі, же Высoкá škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́домі, же оdevздáнім své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě :.....

.....

podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Bc. Zdeněk Grombář

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Kozojídky 4, 696 63

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

GROMBÍŘ, Z. *Výměník tepla: Diplomová práce*. Ostrava : VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra výrobních strojů a konstruování, 2012, 67s. Vedoucí práce: Noga, Z..

Práce se zabývá problematikou využití tepelného odpadu - spalin a kondenzace vodních par obsažených ve spalinách s použitím technologie heat pipe. V úvodu práce je sdělen její účel a cíle. Dále jsou uvedeny varianty konstrukce trubic a současné využití ve výměnících tepla v ČR a zahraničí. Následně je zpracován předběžný návrh zařízení s oddělenými kondenzačními částmi, výpočet tepelné výměny a stanovení rozměrů zařízení. V závěru práce je řešena problematika utěsnění trubic a skeletu výměníku rozebíratelné konstrukce a nastínění možností řešení odtahu spalin.

ANNOTATION OF MASTER THESIS

GROMBÍŘ, Z. *Heat exchanger : Master Thesis*. Ostrava : VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Production Machines and Design, 2012, 67p. Thesis head: Noga, Z.

Master thesis deals with the utilization of heat scum – combustions and water vapour condensation contained in combustions with using the heat pipe technology. The main purpose of this paper is told at the beginning. Secondly, the paper presents the variations of pipe constructions and its parallel using in the heat exchangers in the Czech Republic and in foreign countries. Next, the preliminary proposal of the mechanism with separated vapour parts, the heat exchange calculation and determination of mechanism size are processed. Finally, master thesis deals with the issues of pipe off-sealing and dismantle construction of the skeleton exchanger and the outline of exhaust combustions possible solution.

Obsah

Seznam použitého značení	8
1. Úvod.....	10
2. Heat pipe	11
2.1. Princip	11
2.2. Konstrukce.....	12
2.3. Přehled výroby	15
3. Požadavkový list	17
4. Funkční struktura	18
5. Morfologická matice	19
6. Hrubá stavební struktura	20
7. Výpočtová část	21
7.1. Výpočet složení a vlastností spalin.....	22
7.2. Výpočtové schéma	34
7.3. Vodní část.....	46
7.4. Udržovací výkon	53
7.5. Výpočet objemu náplně trubice.....	53
8. Těsnění	56
8.1. Těsnění trubic	56
8.2. Těsnění skeletu výměníku	57
8.3. Výpočet šroubů.....	58
9. Ventilátor.....	60
10. Závěr	62
11. Seznam použité literatury.....	63
12. Seznam obrázků a tabulek.....	65
13. Seznam příloh.....	66

Seznam použitého značení

Označení	Jednotka	Význam
Cz	-	korekční součinitel
De	m	ekvivalentní průměr
F	N	síla
H _{ii}	kJ.m^{-3}	výhřevnost složek zemního plynu
L _v	J	skupenské teplo varu
M	%	součet procentuálních objemových podílů inertních složek plynu
Nu	-	Nusseltovo číslo
Pr	-	Prandtlovo číslo
Q _m	kg.s^{-1}	hmotnostní průtok
Q _n	kJ.m^{-3}	výhřevnost zemního plynu
Q _v	$\text{m}^3.\text{s}^{-1}$	objemový průtok
Re	-	Reynoldsovo číslo
R _e	MPa	mez kluzu materiálu
S	m^2	plocha
T	K	teplota plynu (spalin)
V _i	$\text{m}^3.\text{m}_{\text{pl}}^{-3}$	objem
c _p	$\text{kJ.m}^{-3}.\text{K}^{-1}$	měrná tepelná kapacita
d	m	průměr
i	kJ.m^{-3}	měrná entalpie spalin
l	m	délka
l _v	J.kg^{-1}	měrné skupenské teplo varu
m	kg	hmotnost
n	l	součinitel přebytku vzduchu
n'	-	počet kusů
p	Pa	tlak
p _{o, b}	Pa	atmosférický tlak
p _s	Pa	parciální tlak vodní páry plynu na mezi sytosti
p'w	K	rosný bod
r _i	$\text{m}^3.\text{m}_{\text{pl}}^{-3}$	objemové množství složky zemního plynu
s1	m	rozteč
s2	m	rozteč
t	°C	teplota plynu (spalin)
v	-	rychlost proudění
w	m.s^{-1}	rychlost proudění
z	-	počet řad

α	$\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$	součinitel přestupu tepla
β	-	korekční součinitel
ζ	-	součinitel tlakové ztráty
η	N.s.m^{-2}	dynamická viskozita
λ	$\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$	součinitel tepelné vodivosti
ν	$\text{m}^2.\text{s}^{-1}$	kinematická viskozita
π	-	Ludolfovo číslo
ρ	kg.m^{-3}	hustota
ς	%	procentuální poměr
φ	%	relativní vlhkost

1. Úvod

Trendem dnešní doby je požadavek na maximální využívání energií z fosilních paliv nebo obnovitelných zdrojů. Pokud není dosud technicky možné využít maximální energetický potenciál v primárním procesu výroby nebo technologického pochodu, je požadavek tuto energii využít pro sekundární provozy, či ji poskytnout případným odběratelům. Množství nevyužitého tepla zejména v hutnictví a metalurgii je i přes inovace zařízení a moderní technologické postupy stále značné.

Tato práce se zabývá využitím energie tepelného odpadu – spalin po jejich průchodu technologickými zařízeními na využití tepla ze spalin (rekuperátory a výměníky, spalinové kotle), které ovšem pracují za vyšších teplot, tj. jejich teplota je vyšší než 100°C. Cílem této práce bylo zjistit možnosti využití zbývajícího tepla ve spalinách, snížit jejich teplotu pod 35°C a dosáhnout maximálního zkondenzování vodních par, neboť kondenzace těchto par v komínu má za následek jeho zvýšené opotřebení a zhoršenou funkčnost a životnost. Dalším požadavkem byla minimalizace rozměrů.

Zařízení produkujícím tepelný odpad je ohřívací pec o výkonu 4 MW. Předběžným výpočtem stanovené množství potenciálně získaného tepla, při vstupní teplotě spalin 100°C, bylo zjištěno, že při současných cenách na trhu je možné ušetřit až 270 000 Kč ročně na nákladech za teplo.

V práci bylo využito technologie heat pipes – tepelných trubic, které mají výborné vlastnosti při použití pro přenos tepla při malém rozdílu teplot.

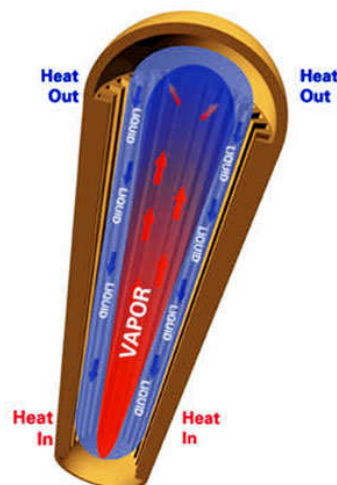
2. Heat pipe

2.1. Princip

Heat pipe slouží k přenosu tepla z jednoho místa na druhé za pomoci par pracovní látky. Pracuje na velmi jednoduchém principu. Jde o hermeticky uzavřený kovový válec, který je naplněn tekutinou. Na jednom konci je zasazený do zdroje tepla a na druhém do chladiče. Po dosažení teploty, na kterou je nastaven, se začne pracovní látka (čpavek, voda...) odpařovat a proudí směrem k ochlazovanému místu, kde kondenzuje. Proud par se dává do pohybu na základě rozdílných tlaků v místě výparníku (tlak vyšší) a v místě kondenzátoru (tlak nižší). Návrat kondenzátu zpět ke zdroji tepla je zajištěn kapilárními silami v porézním materiálu, který kondenzát v podstatě "nasává" zpět ke zdroji tepla. To heatpipe umožňuje, aby pracovala v poloze, kdy je kondenzátor níže než výparník. Dnešní porézní materiály dokáží nasát kondenzát zpět k výparníku až z hloubky 40 centimetrů.[1]



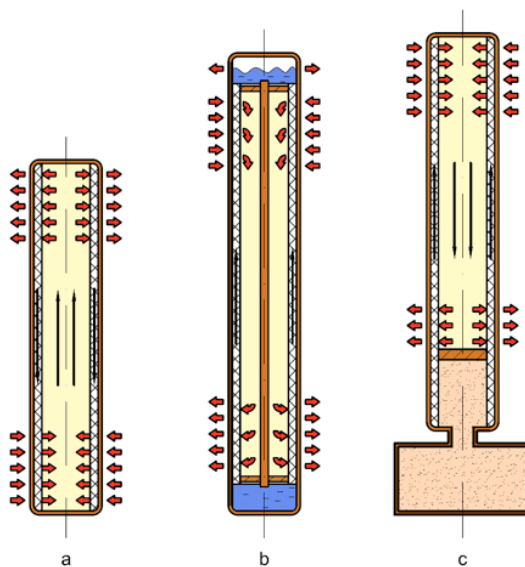
Obr.1 Detail tepelné trubice [9]



Obr.2 Princip činnosti tepelných trubic [10]

2.2. Konstrukce

Konstrukčně se heatpipe liší hlavně podle způsobu dopravy kondenzátu pomocí kapilárních sil zpět k výparníku. Dále podle použité pracovní látky, či podle toho zda jsou regulované nebo neregulované. Některé z konstrukčních řešení jsou naznačeny na schématu.[2]



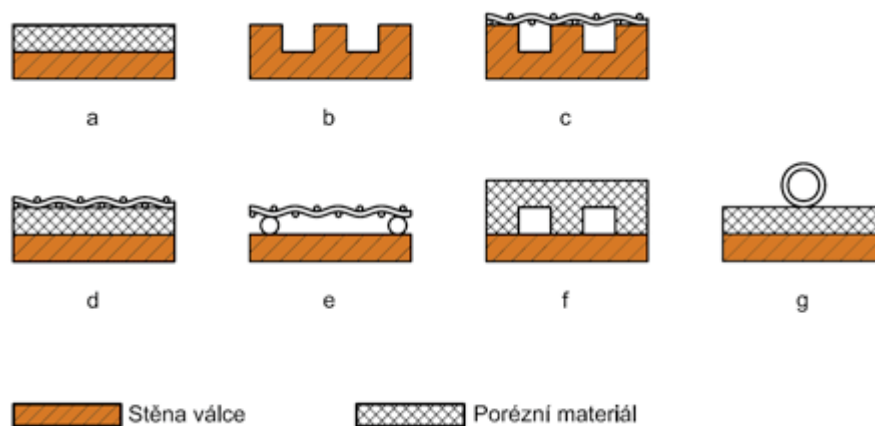
Obr.3 Typy konstrukce [1]

a) Základní heatpipe

b) Heat pipe s hlavou a systémem artérií

c) Plynem kontrolovaná heatpipe, nazývaná též heatpipe s proměnnou vodivostí. Při vzrůstu teploty dojde ke zvětšení objemu plynu, který dá do pohybu píst, jenž zmenší přestupnou plochu z kondenzátoru do chladiče.

Další obrázek znázorňuje úpravy heatpipe k zajištění kapilární přepravy kondenzátu



Obr.4 Úpravy vnitřní části trubic [1]

- a) Stěna válečku s porézním materiálem
- b) Úprava stěny drážkováním
- c) Drážkování překryté sítí
- d) Porézní materiál + síť
- e) Stěna válečku potažená sítí s distančními kusy
- f) Porézní materiál s drážkovou úpravou
- g) Porézní materiál s artériemi

Pracovní látka	Rozsahy operačních teplot [°C]	Vlastnosti při atmosférickém tlaku		Vhodný konstrukční materiál
		Bod Varu [°C]	*Transportní činitel kapaliny	
Dusík	-200 ÷ -170	-196	9×10^6	Nerezová ocel
Čpavek	-70 ÷ 50	-33	1×10^8	Nerezová ocel, nikl, hliník
Freon 12	-60 ÷ 40	-30	1×10^7	Nerezová ocel, měď
Methanol	-30 ÷ 100	65	5×10^5	Měď
Voda	10 ÷ 200	100	5×10^8	Měď, Nikl
Rtuť	190 ÷ 500	356	9×10^9	Nerezová ocel
Draslík	400 ÷ 800	760	5×10^8	Nerezová ocel
Sodík	500 ÷ 900	883	2×10^9	Nerezová ocel
Lithium	900 ÷ 1500	1330	8×10^9	Tantal, TZM

Tab. č. 1 - Fyzikální vlastnosti náplní tepelných trubíc [1]

Příklad

Teplovodné trubky Quick-Cool (Heat Pipe) 250 mm

Vlastnosti:

- Při nízké teplotě vede stejně, jako samotná trubice, tzn. vzhledem k malému průřezu špatně.
- Po dosažení pracovní teploty udržuje velmi malý rozdíl teplot (čím větší je uvnitř tlak, tím snáze dochází ke kondenzaci).
- Horní hranice pracovního rozsahu je poblíž stavu, kdy se všechna kapalina odpaří. Pak se rozdíl teplot zase začne zvětšovat.
- Přenášený výkon je limitován rychlostí, jakou se pracovní kapalina dostává zpět.

Oblast využití:

Vzhledem k malým rozměrům a velkým přenášeným výkonům:

- chlazení elektromotorů
- chlazení plynových turbín
- chlazení reaktorů
- počítačová a mikropočítačová technika

2.3. Přehled výroby

V ČR

V České republice je dnes provozován v experimentálním provozu HP výměník ve firmě Vítkovice Machinery – Kovárna. Jeho parametry jsou^[7]:

Parametry zařízení:

Vstupní teplota spalin:	420°C
Výstupní teplota spalin:	140°C
Vstupní teplota vody:	70°C
Výstupní teplota vody:	130°C
Tlak vody v okruhu:	16 bar
Průtok spalin:	6000 m ³ .h ⁻¹

Rozměry:

průměr výměníku:	1100 mm
výška	1800 mm
váha:	2,2 t

Trubice:

materiál: žáruvzdorná uhlíková ocel

rozměry trubka 28 x 2,5 mm

výparná délka trubice: 1700 mm

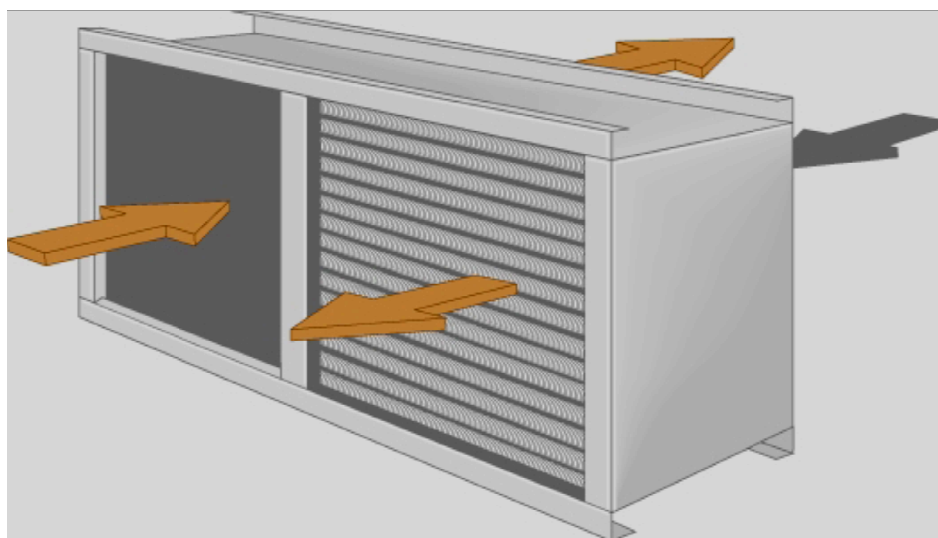
kondenzační délka trubice: 100 mm



Obr. 5: Výměník firmy Forsteel, s.r.o. [7]

V zahraničí:

V zahraničí pracuje na systému rekuperátoru vzduch-vzduch fa. Des ChampsLaboratories Inc.[7]



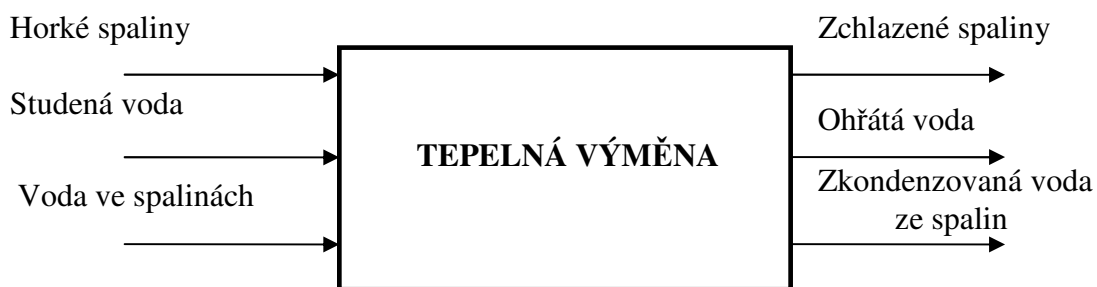
Obr. 6 Rekuperátor firmy Des ChampsLaboratories Inc. [8]

3. Požadavkový list

- Minimální rozměry
- Maximální přestup tepla
- Protiproudý systém výměníku
- Výsledná teplota spalin pod rosným bodem
- Použití „heatpipe“ trubic
- Zabezpečení odtahu spalin
- Odvod kondenzátu
- Kontrola teploty
- Hermetizace
- Možnost čištění trubic od nánosů spalin
- Maximální zkondenzování vody
- Neutralizace kondenzátu

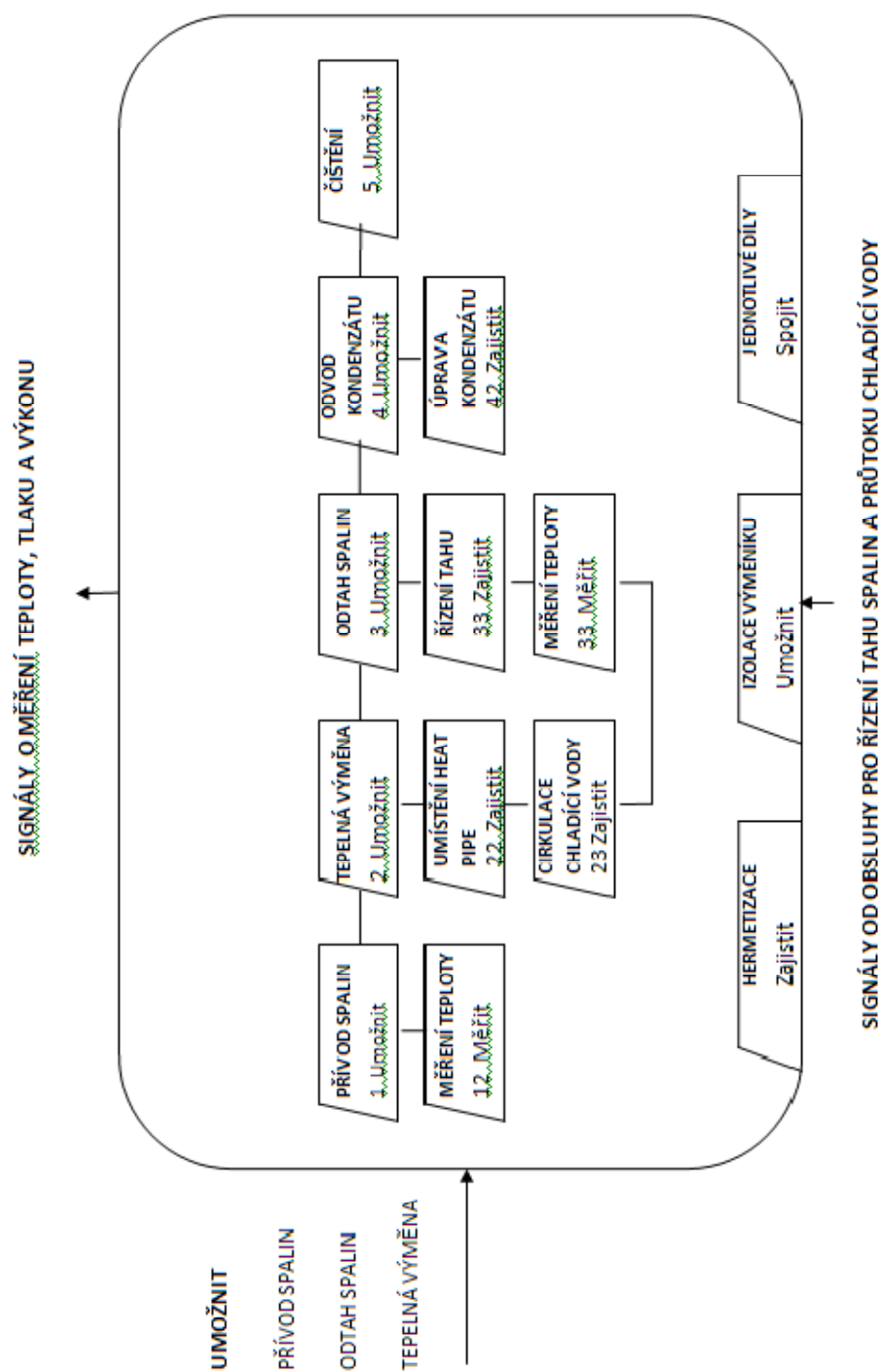
Transformační proces

Černá skříňka znázorňuje počáteční a koncový stav procesu transformace. [4]



Obr. 7 Blackbox

4. Funkční struktura



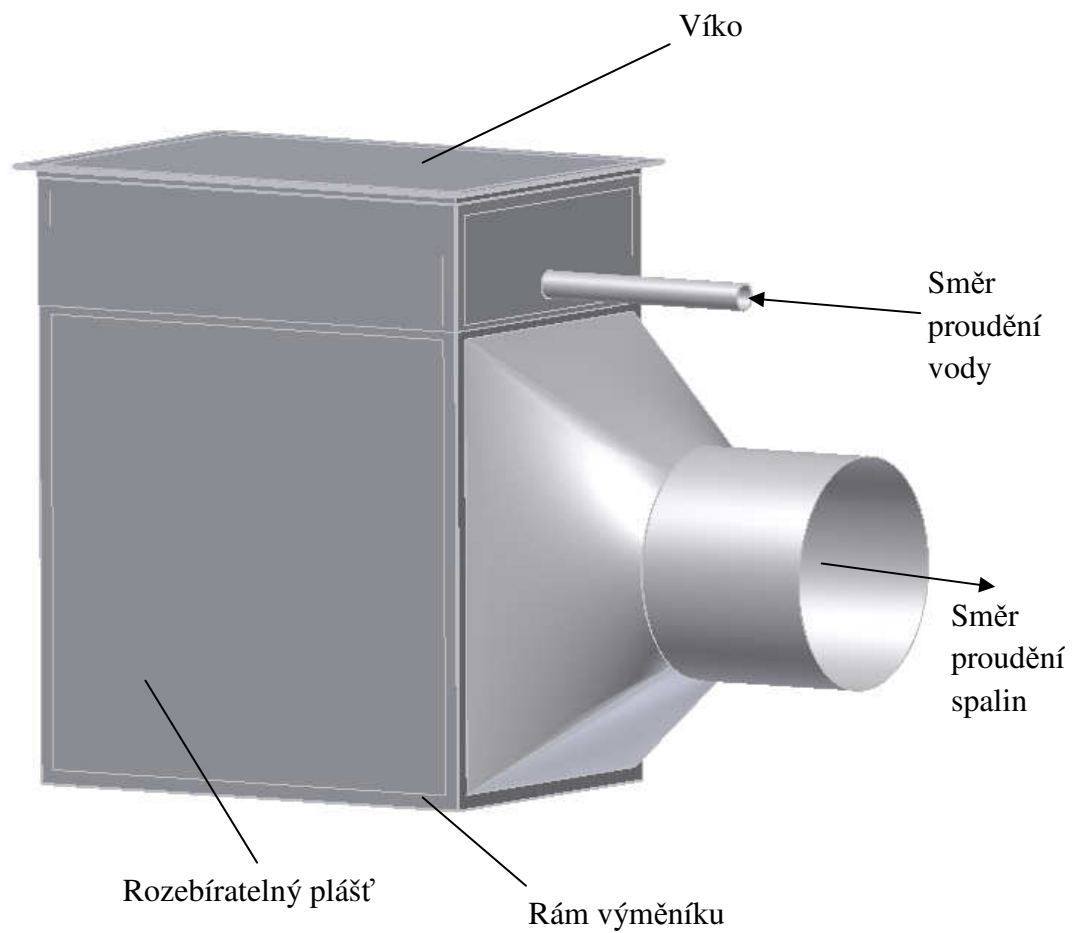
Obr. 8 Funkční struktura

5. Morfologická matice

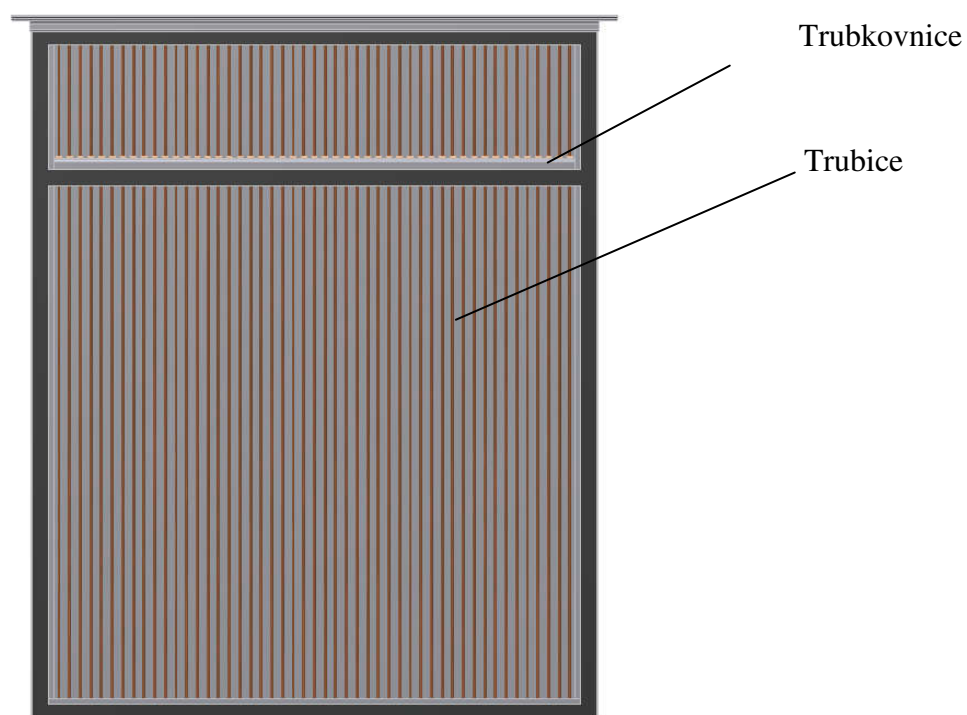
Dílčí funkce	Orgány nositelé funkcí				
	1	2	3	4	5
<i>materiál výměníku</i>	měď	nerezová ocel	hliník	ocel	
<i>odtah spalín</i>	radiální ventilátor	axiální ventilátor			
<i>řízení od tahu</i>	frekvenční měnič	regulátor otáček			
<i>Konstrukce trubic</i>	základní heatpipe	Heat pipe s hlavou a systémem artérií	Plynem kontrolovaná heatpipe	Termosifon	
<i>Náplň heatpipe</i>	voda	alkohol	propanbutan	freon	čpavek
<i>měření teploty</i>	teploměr	teplotní čidlo			
<i>odvod kondenzátu</i>	sběrná nádržka	vypouštěcí otvor			
<i>hermetizace připojení výměníku</i>	svary	těsnění			
<i>hermetizace rozebíratelného výměníku</i>	pryžové těsnění	těsnící šňůry	silikon		
<i>konstrukce výměníku</i>	rozebíratelná	Nerozebíratelná			
<i>chladicí médium</i>	voda	vzduch			
<i>řízení činnosti výměníku</i>	manuální	automaticky			
<i>uspořádání trubic</i>	v zákrytu	šachovnicové			

Tab. 2 Morfologická matice

6. Hrubá stavební struktura



Obr. 9 Hrubá stavební struktura

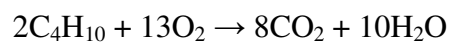
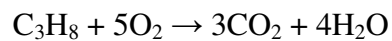
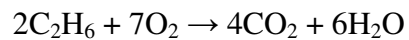
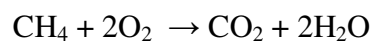


Obr. 10 Hrubá stavební struktura - řez

7. Výpočtová část

Spalovací tabulka

Stechiometrické rovnice:



Plyn (složka)	Složení na m^3 (množství)	Stechiometrická reakce	Potřeba O_2 [m^3]	Spaliny [$\text{m}^3 / \text{m}^3_{\text{pl}}$]			
				H_2O	CO_2	N_2	Σ
CH₄	0,981	$\text{CH}_4 + 2\text{O}_2 \rightarrow \text{CO}_2 + 2\text{H}_2\text{O}$	1,962	1,962	0,981	0	2,943
C₂H₆	0,007	$2\text{C}_2\text{H}_6 + 7\text{O}_2 \rightarrow 4\text{CO}_2 + 6\text{H}_2\text{O}$	0,0245	0,0126	0,0189	0	0,0315
C₃H₈	0,002	$\text{C}_3\text{H}_8 + 5\text{O}_2 \rightarrow 3\text{CO}_2 + 4\text{H}_2\text{O}$	0,01	0,0051	0,0069	0	0,012
C₄H₁₀	0,001	$\text{C}_3\text{H}_8 + 5\text{O}_2 \rightarrow 3\text{CO}_2 + 4\text{H}_2\text{O}$	0,0065	0,0333	0,00417	0	0,0075
CO₂	0,001	-	0	0	0,001	0	0,037

Tab. 3 Spalovací tabulka

7.1. Výpočet složení a vlastností spalín

Výpočet složení spalín pro přebytek vzduchu $n = 1$ ^[15]

Teoretické množství vzduchu při spalování

$$V_{VZteor} = \frac{V_{Oteor}}{0,21} = \frac{2,003}{0,21} = 9,538 [m^3 / m_{pl}^3] \quad (7.1.1)$$

Složení suchých spalín

- Množství dusíku ve vzduchu

$$V_{N_2} = V_{Oteor} \cdot \frac{0,79}{0,21} = 2,003 \cdot \frac{0,79}{0,21} = 7,535 [m^3 / m_{pl}^3] \quad (7.1.2)$$

Složení vlhkých spalín

$$V_{H_2O} = V_{Zteor} \cdot \varphi \cdot \frac{p_s}{p - p_s} = 9,538 \cdot 0,5 \cdot \frac{0,6112}{101,325 - 0,6112} = 0,0289 [m^3 / m_{pl}^3] \quad (7.1.3)$$

kde: $\varphi [-]$ – relativní vlhkost plynu $\varphi = 50 \%$

$p_s [Pa]$ – parciální tlak vodní páry plynu na mezi sytosti při $t=0^\circ C$; $p_s = 0,6112 [kPa]$

$p [Pa]$ – atmosférický tlak $p = 101,325 [kPa]$

Množství vody ve vlhkých spalínách

$$V_{H_2Ovlhk,n=1} = V_{H_2Oteor} + V_{H_2O} = 1,983 + 0,0289 = 2,012 [m^3 / m_{pl}^3] \quad (7.1.4)$$

n = 1	H₂O	CO₂	N₂	O₂	V_{sp,n=1}
Vi[m³/m³_{pl}]	2,012	1,011	7,535	0	10,558
σ [%]	19,05	9,57	71,38	0	100

Tab. 4 Složení vlhkých spalín pro $n = 1$

7.1.2. Výpočet složení vlhkých spalín pro přebytek vzduchu $n = 1,05$ ^[15]

Teoretické množství vzduchu při spalování

$$V_{VZteor,n=1,05} = V_{VZteor} \cdot n = 9,535 \cdot 1,05 = 10,012 [m^3 / m_{pl}^3] \quad (7.1.5)$$

Přebytek vzduchu

$$V_{VZpř,n=1,05} = V_{VZteor,n=1,05} - V_{VZteor} = 10,012 - 9,535 = 0,477 [m^3 / m_{pl}^3] \quad (7.1.6)$$

Přebytek O_2 ze vzduchu

$$V_{O_2př,n=1,05} = V_{VZpř,n=1,05} \cdot 0,21 = 0,477 \cdot 0,21 = 0,1 [m^3 / m_{pl}^3]$$

Přebytek N_2 ze vzduchu

$$V_{N_2př,n=1,05} = V_{VZpř,n=1,05} \cdot 0,79 = 0,477 \cdot 0,79 = 0,377 [m^3 / m_{pl}^3]$$

Přebytek H_2O ze vzduchu

$$V_{H_2Opř,n=1,05} = (n - 1) \cdot V_{H_2Oteor} = (1,05 - 1) \cdot 0,0289 = 0,001445 [m^3 / m_{pl}^3]$$

Složení spalín

$$V_{O_2n=1,05} = V_{O_2,n=1} + V_{O_2př,n=1,05} = 0 + 0,1 = 0,1 [m^3 / m_{pl}^3]$$

$$V_{N_2n=1,05} = V_{N_2,n=1} + V_{N_2př,n=1,05} = 7,535 + 0,377 = 7,912 [m^3 / m_{pl}^3]$$

$$V_{H_2On=1,05} = V_{H_2Ovlhk,n=1} + V_{H_2Opř,n=1,05} = 2,012 + 0,001445 = 2,01345 [m^3 / m_{pl}^3]$$

n = 1,05	H₂O	CO₂	N₂	O₂	V_{sp,n=1}
Vi[m³/m³_{pl}]	2,01345	1,011	7,912	0,1	11,03645
σ [%]	18,24	9,16	71,69	0,91	100

Tab. 5 Složení vlhkých spalín pro n = 1,05

Měrná entalpie spalín

Složení zemního plynu	Množství ri [m ³ /m ³ _{pl}]	Výhřevnost Hi [kJ/m ³]	ri.Hi [m ³ /m ³ _{pl}]
CH ₄	0,981	35800	35120
C ₂ H ₆	0,007	64350	450,45
C ₃ H ₈	0,002	93570	187,14
C ₄ H ₁₀	0,001	123550	123,55
celkem			35881,15

Tab. 6 Výhřevnost zemního plynu

Pro n = 1

$$i_{n=1} = \frac{Q_n}{V_{SP,n=1}} = \frac{35881,15}{10,558} = 3398,48 [kJ / m^3] \quad (7.1.7)$$

kde: **Q_n** ...výhřevnost zemního plynu [kJ.m⁻³], spočítaná v tabulce č. 5

V_{SP, n = 1} ...celkové množství vlhkých spalín pro n = 1 [m³.m_{pl}⁻³], spočítaná v tabulce č. 1

Pro $n=1,05$

$$i_{n=1,05} = \frac{Q_n}{V_{SP,n=1}} = \frac{35881,15}{11,03645} = 3251,15 [kJ / m^3]$$

7.1.3 Výpočet rosného bodu ^[15]

$$p_b = 105325 \text{ Pa}$$

$$\Delta p = -50 \text{ Pa}$$

$$t_v = 25^\circ \Rightarrow p'_{w_v} = 3166 \text{ Pa}$$

$$V_{H_2O} = 2,01345$$

$$\varphi_v = 50\%$$

Objem vodní páry spalovací vzduch

$$V_{H_2O}^V = \frac{\varphi_v}{100} \cdot \frac{p'_{w_v}}{101325} \cdot n \cdot V_{VT} \quad (7.1.8)$$

$$V_{H_2O}^V = \frac{50}{100} \cdot \frac{3166}{101325} \cdot 1,05 \cdot 9,538$$

$$V_{H_2O}^V = 0,1564 \text{ m}^3 \cdot \text{m}^{-3}$$

Objem vodní páry

$$\Sigma V_{H_2O} = V_{H_2O} + V_{H_2O}^V \quad (7.1.9)$$

$$\Sigma V_{H_2O} = 2,01345 + 0,1564$$

$$\Sigma V_{H_2O} = 2,16985 \text{ m}^3 \cdot \text{m}^{-3}$$

Objem vlhkých spalin

$$V_S^V = 11,03645$$

$$p'_w = \frac{\Sigma V_{H_2O}}{V_S^V} \cdot (p_b \mp p) \quad (7.1.10)$$

$$p'_w = \frac{2,16985}{11,03645} \cdot (105325 - 50)$$

$$p'_w = 20697,86 \text{ Pa} \Rightarrow \simeq 60,8^\circ \text{C}$$

Fyzikální vlastnosti látek obsažených ve spalínách

FYZIKÁLNÍ VLASTNOSTI LÁTEK	ρ	λ	c_p	η	ν	$\sigma[\%]$
Vodní pára	0,5896	0,0248	1840	0,00001227	0,000020810719	18,24
Dusík	1,2506	0,02598	1043	0,00001707	0,000013649448	71,69
Oxid uhličitý	1,951	0,01465	825	0,0000139	0,000007124552	9,16
Kyslík	1,429	0,02424	913	0,0000189	0,000013226032	0,91

Tab. 7 Fyzikální vlastnosti látek obsažených ve spalínách

Fyzikální vlastnosti spalin

Součinitel tep.

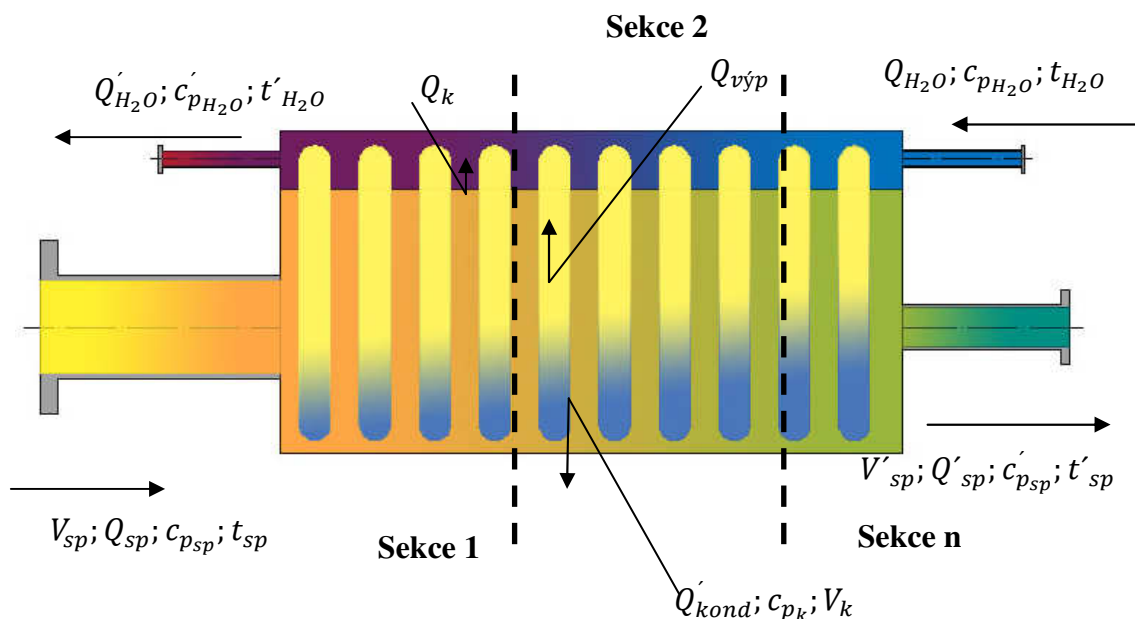
vodivosti	λ_{sp}	0,024051693 W.m ⁻¹ .K ⁻¹
Dynamická viskozita	η_{sp}	0,0000156410 N.s.m ⁻²
Kinematická viskozita	ν_{sp}	0,0000133633 m ² .s ⁻¹
Hustota	ρ_{sp}	1,17044573 kg.m ⁻³
Měrná tep. kapacita	$c_{p,sp}$	1101,962279 J.kg ⁻¹ .K ⁻¹
Obj. průtok plynu	$Q_{v,pl}$	0,1115 m ³ .s ⁻¹
Obj. průtok spalin	$Q_{v,sp}$	1,2303 m ³ .s ⁻¹
Průměr vstup. potrubí	Φ_d	0,5 m
Rosný bod	$p'w$	334 K
Hmotn. průtok spalin	Q_m	1,440039215 kg.s ⁻¹

Vstupní hodnoty

Vstupní teplota	100 °C	373,15 K
Výstupní teplota	35 °C	308,15 K
Výkon pece	4 MW	4000000 W
Rychlost vstup. spalin	3 m.s ⁻¹	

Výpočtové množství spalin, se kterým se počítá, je množství spalin procházející výměníkem za 1 sekundu.

Výpočet využitelného množství tepla



Obr. 11 Princip výměny tepla

$$Q_{sp} = V_{sp} \cdot c_{p_{sp}} \cdot \Delta t \quad [J] \quad (7.1.11)$$

$$Q_{sp} - Q_{kond} - Q_{výp} = Q'_{sp} \quad (7.1.12)$$

$$Q_{výp} = Q_k \quad (7.1.13)$$

$$Q'_{H_2O} = Q_k + Q_{H_2O} \quad (7.1.14)$$

Potenciálně využitelná energie

$$Q'_{sp} = Q_{m_{sp}} \cdot c_{p_{sp}} \cdot T_{sp} - m_{kond} \cdot c_{p_{kond}} \cdot T_{kond} - Q'_{m_{sp}} \cdot c'_{p_{sp}} \cdot T'_{sp} \quad (7.1.15)$$

$$Q'_{sp} = 1,44 \cdot 1101,96 \cdot 373,15 - (0,2626 \cdot 1840 \cdot 323) - (1,16 \cdot 1013 \cdot 302,17)$$

$$Q'_{sp} = 80\,980,4J$$

Aktuální cena tepla: 530,16 Kč/GJ v TUV [18]

Každou sekundou lze získat ze spalín 80980,4 J tepla. Při přepočtu na den a rok to je 7 GJ resp. 2554 GJ. Při současné ceně tepla to je vyjádřeno v Kč 3711 Kč/den, 1 354 559 Kč/rok. Při předpokladu, že pec nepracuje na maximální výkon nepřetržitě a využitelnost maximálního výkonu činí 20%, částka, kterou je možné uspořit využitím tepla ze spalín, činí 270 912 Kč/rok.

Tepelná bilance

$$\begin{aligned} Q_{m_{sp}} \cdot c_{p_{sp}} \cdot T_{sp} - m_{kond} \cdot c_{p_{kond}} \cdot T_{kond} - Q'_{m_{sp}} \cdot c'_{p_{sp}} \cdot T'_{sp} = \\ = \alpha_{c_{vyp}} \cdot S_{vyp} \cdot \Delta T_{c_{vyp}} \end{aligned} \quad (7.1.16)$$

Vzhledem k různým teplotám varu náplní a součinitelů přestupu tepla v různých sekcích je nutné zvolit do přibližného výpočtu tepelné bilance jejich střední hodnoty.

Kvůli náročnosti výroby a požadavkům na rozebíratelnost, těsnost a montáž bude výměník rozdělen do více částí. Velikost těchto částí byla stanovena na základě poznatků o velikosti stávajících zařízení a přizpůsobena na konkrétní výkon. Pro výpočty jsou nutné parametry zejména šířka, výška, počet trubic, jejich průměr a rozteč.

Pro zachování relativně stálé rychlosti proudění v potrubí bude v každé části tohoto výměníku jiný počet trubic a jejich rozteč, tzn. i šířka bude rozdílná. Protože rychlost proudění se vzhledem k tlakovým ztrátám a změně objemu vlivem poklesu teploty bude snižovat, zmenšená rozteč v další části bude tento rozdíl kompenzovat, tak aby rychlost zůstávala na podobné úrovni jako po vstupu.

Zároveň byl výpočet pro větší přehlednost rozdělen na spalínovou a vodní část. Nejprve proběhl výpočet množství odebraného tepla ze spalin, výpočet skutečné výstupní teploty spalin a množství zkondenzované vody. Následně proběhl výpočet přestupu tepla z náplní trubic do ohřívání vody, výpočet potřebné teplosměnné plochy, takové, aby nedocházelo k přehřívání trubic nebo místnímu varu vody. Výpočet prostupu tepla stěnou trubice vykazoval vzhledem k použitému materiálu trubic (mědi) síle jejich stěny hodnoty, které dávali možnost tento výpočet zanedbat.

Pro první část byly zvoleny hodnoty:

počet trubic lichá řada		25 ks
počet trubic sudá řada		26 ks
průměr trubice	d	0,006 m
rozteč kolmá	s ₁	0,04 m
rozteč rovnoběžná	s ₂	0,015 m
výška trubic ve sp. části 1		1 m

Pro druhou část byly zvoleny hodnoty:

počet trubíc lichá řada		27 ks
počet trubíc sudá řada		28 ks
průměr trubice	d	0,006 m
rozteč kolmá	s ₁	0,036 m
rozteč rovnoběžná	s ₂	0,015 m
výška trubíc ve sp. části	l	1 m

Pro třetí část byly zvoleny hodnoty:

počet trubíc lichá řada		31 ks
počet trubíc sudá řada		32 ks
průměr trubice	d	0,006 m
rozteč kolmá	s ₁	0,032 m
rozteč rovnoběžná	s ₂	0,015 m
výška trubíc ve sp. části	l	1 m

Pro rovnoměrné množství odebraného tepla byly trubice rozděleny do skupin dle jejich náplně – sekcí. Pokud by byl velký teplotní rozdíl mezi teplotou spalin a bodem varu náplně, docházelo by k velkému odběru tepla a tím pádem nutnosti větší teplosměnné plochy ve vodní části. Naopak pokles teploty spalin na teplotu varu metanolu v trubici má za následek to, že se přestane odebírat teplo ze spalin. Proto budou body varu náplní trubíc přibližně odstupňované až po teplotu vystupujících spalin.

Sekce	Látka	Bod varu
1	<i>Etanol</i>	78,3 °C ^[16]
2	<i>Metanol</i>	64,7 °C ^[16]
3	<i>Metanol</i>	47 °C
4	<i>Metanol</i>	38 °C
5	<i>Metanol</i>	30 °C

Tab. 8 Rozdělení náplní v sekcích

Jiné náplně nejsou pro tento rozsah teplot vhodné, proto je nutné v dalších sekcích trubíc mít náplně metanolu se sníženým bodem varu. Toho dosáhneme tím, že vyrobíme trubice s vnitřním tlakem nižším než atmosférickým – podtlakem. Pro zajištění rovnoměrného množství odebraného tepla je nutné mít alespoň 3 další sekce s různým bodem varu metanolu.

Hodnota se vypočítá dle Antoineovy rovnice, což je empirická rovnice popisující tlak nasycených par v závislosti na teplotě. Tato rovnice používá experimentálně stanovené parametry. Jednotky závisí na konstantách A,B,C které jsou tabelované pro určité jednotky. V tomto případě je nutné převést výsledný tlak v torrech na jednotky soustavy SI^[12].

$$\log_p = A - \frac{B}{t+C} \quad [\text{torr}] \quad (7.1.17)$$

Hodnoty pro metanol:

$$A = 7,8975$$

$$B = 1474,08$$

$$C = 229,13$$

Tlak v trubicích sekce 3

$$\log_p = A - \frac{B}{t+C}$$

$$\log_p = 7,8975 - \frac{1474,08}{47 + 229,13}$$

$$\log_p = 2,55914$$

$$p = 10^{2,55914}$$

$$p = 362,36 \text{ torr} \rightarrow 48\,311 \text{ Pa}$$

Tlak v trubicích sekce 4

$$\log_p = A - \frac{B}{t+C}$$

$$\log_p = 7,8975 - \frac{1474,08}{38 + 229,13}$$

$$\log_p = 2,37928$$

$$p = 10^{2,37928}$$

$$p = 239,49 \text{ torr} \rightarrow 31\,929 \text{ Pa}$$

Tlak v trubicích sekce 5

$$\log p = A - \frac{B}{t + C}$$

$$\log p = 7,8975 - \frac{1474,08}{30 + 229,13}$$

$$\log p = 2,2089$$

$$p = 10^{2,2089}$$

$$p = 161,78 \text{ torr} \rightarrow 21\,569 \text{ Pa}$$

Výpočet ekvivalentního průměru výměníku

Pro výpočet rychlosti proudění ve výměníku je nutné znát jeho ekvivalentní hydraulický průměr. Vychází se ze vztahu:

$$D_e = \frac{4 \cdot S}{O} \quad [m] \quad (7.1.18)$$

Kde pro lichou řadu platí:

$$S_l = (n_l + 1) \cdot s_1 \cdot l - (n_l \cdot d \cdot l) \quad [m^2] \quad (7.1.19)$$

pro sudou:

$$S_s = n_s \cdot s_1 \cdot l - (n_s \cdot d \cdot l) \quad [m^2] \quad (7.1.20)$$

Pro smáčený obvod liché řady:

$$O_l = (n_l - 1) \cdot \{2 \cdot [(s_1 - d) + l]\} + 2 \cdot \left\{2 \cdot \left[\left(s_1 - \frac{d}{2}\right) + l\right]\right\} \quad [m] \quad (7.1.21)$$

sudé:

$$O_s = (n_s - 1) \cdot \{2 \cdot [(s_1 - d) + l]\} + 2 \cdot \left\{2 \cdot \left[\left(\frac{s_1}{2} - \frac{d}{2}\right) + l\right]\right\} \quad [m] \quad (7.1.22)$$

Výše uvedené vztahy pro S a O zohledňují měnící se rozteče v různých částech výměníku a počty trubic v sudých a lichých řadách.

Výsledné S a O v první části výměníku

$$\begin{array}{ll} S_l & 0,89 \text{ m}^2 \quad O_l & 53,78 \text{ m} \\ S_s & 0,884 \text{ m}^2 \quad O_s & 55,768 \text{ m} \end{array}$$

Výsledné S a O v druhé části výměníku

$$\begin{array}{ll} S_l & 0,846 \text{ m}^2 \quad O_l & 57,692 \text{ m} \\ S_s & 0,84 \text{ m}^2 \quad O_s & 59,68 \text{ m} \end{array}$$

Výsledné S a O v třetí části výměníku

$$\begin{array}{ll} S_l & 0,838 \text{ m}^2 \quad O_l & 65,676 \text{ m} \\ S_s & 0,832 \text{ m}^2 \quad O_s & 67,664 \text{ m} \end{array}$$

Hydraulický průměr pro 1. část:

lichá řada:

$$D_{el} = \frac{4.0,89}{53,78} = 0,06619 \text{ m}^2$$

sudá řada:

$$D_{es} = \frac{4.0,884}{55,768} = 0,0634 \text{ m}^2$$

Hydraulický průměr pro 2. část:

lichá řada:

$$D_{el} = \frac{4.0,846}{57,692} = 0,05866 \text{ m}^2$$

sudá řada:

$$D_{es} = \frac{4.0,84}{59,68} = 0,0563 \text{ m}^2$$

Hydraulický průměr pro 3. část:

lichá řada:

$$D_{el} = \frac{4.0,838}{65,676} = 0,051 \text{ m}^2$$

sudá řada:

$$D_{es} = \frac{4,0,832}{67,664} = 0,0492 \text{ m}^2$$

Další nutné hodnoty jsou vstupní Reynoldsovo kritérium, které se mění každou řadou, a Prandlovo kritérium, které se změní v okamžiku začátku kondenzování vodní páry ve spalínách a jeho hodnota se bude nadále měnit s měnícím se složením spalín.

Reynoldsovo kritérium

$$Re = \frac{w_m \cdot D_e}{\nu} \quad (7.1.23)$$

$$Re = \frac{3 \cdot 0,06619}{0,0000133633}$$

$$Re = 14\,860,64$$

Hodnota Reynoldsova kritéria výrazně přesahuje hodnotu 4000, což je horní hranice přechodové oblasti mezi laminárním a turbulentním prouděním. Proudění je tedy turbulentní a pro předávání tepla výhodnější.

Prandlovo kritérium

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\rho \cdot c_p \cdot \nu}{\lambda} \quad (7.1.24)$$

$$Pr = \frac{1,1704 \cdot 1101,9622 \cdot 0,0000133633}{0,0240516}$$

$$Pr = 0,71661$$

7.2. Výpočtové schéma

Výpočet probíhá pro každou řadu ve stále opakujících se cyklech. Výpočtové vztahy se liší pouze parametry zohledňující výpočet liché a sudé řady, sekce nebo části.

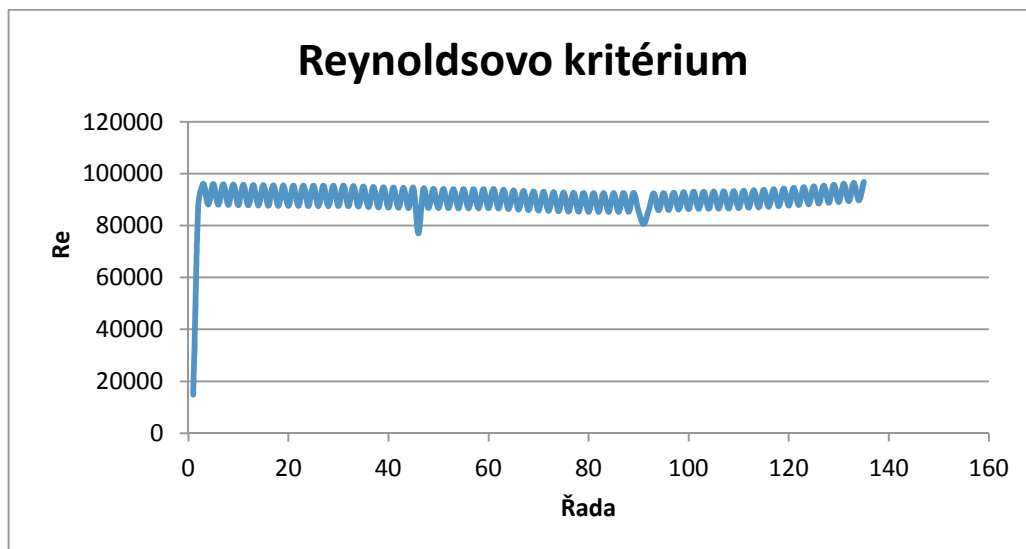
1. Výpočet Reynoldsova kritéria
2. Výpočet Nusseltova kritéria
3. Výpočet součinitele přestupu tepla
4. Výpočet množství odebraného tepla
5. Výpočet zbylého tepelného obsahu spalin
6. Výpočet teploty spalin
7. Výpočet součinitele tlakové ztráty
8. Výpočet tlakové ztráty
9. Výpočet tlaku za řadou trubek
10. Výpočet objemu spalin
11. Výpočet rychlosti spalin

Tento postup opakujeme do té doby, než dosáhneme teploty rosného bodu. Vlivem kondenzace se začínají měnit fyzikální vlastnosti spalin. Ubývá H_2O , mění se hustota, viskozity, procentuální složení spalin. Proto se změní výpočtové schéma:

1. Výpočet Reynoldsova kritéria
2. Výpočet Nusseltova kritéria
3. Výpočet součinitele přestupu tepla
4. Výpočet množství odebraného tepla
5. Výpočet množství tepla odebraného vodní parou
6. Výpočet množství zkondenzované vody
7. Výpočet tepelného obsahu kondenzátu
8. Výpočet celkového odebraného tepla
9. Výpočet hmotnostního průtoku
10. Výpočet množství páry ve spalinách
11. Výpočet objemového průtoku
12. Výpočet změny procentuálního složení spalin
13. Výpočty fyzikálních vlastností ($\alpha, \nu, \eta, c_p, \rho$)
14. Výpočet Prandtlova kritéria

Výpočet Reynoldsova kritéria

Výpočet viz str. 33



Obr. 12 Hodnota Reynoldsova kritéria v jednotlivých řadách

Vlivem klesající rychlosti proudění mají i hodnoty Re mírně sestupnou tendenci. Zvlnění je způsobeno střídáním De pro lichou a sudou řadu. Dvě výraznější snížení hodnoty oproti trendu se nachází v 46. a 91. řadě. Obě tyto řady jsou prvními ve druhé a třetí části výměníku.

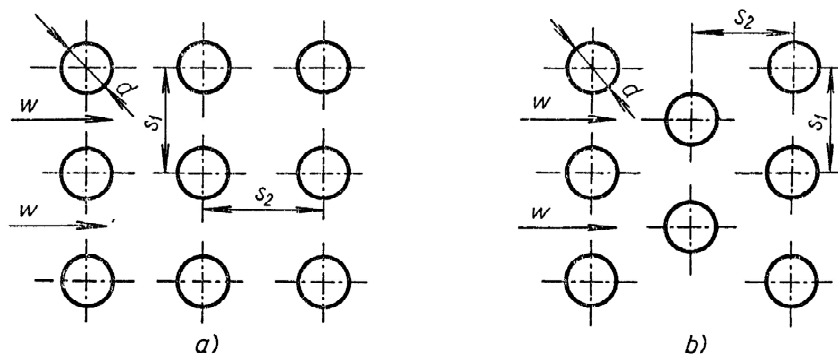
Výpočet Nusseltova kritéria

Uspořádání trubek a opravné součinitele

Opravný součinitel N pro počet řad ve svazku trubek

Tabulka 4.36

N	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Přesazené trubky		0,70	0,82	0,87	0,92	0,94	0,96	0,97	0,99	1,00
Trubky v zákrytu	0,64	0,76	0,83	0,87	0,92	0,94	0,96	0,97	0,99	1,00



Obr. 13 Hodnoty opravných součinitelů a schéma postavení trubek[6]

Platnost:

$6 \cdot 10^3 < Re < 120 \cdot 10^3$ malá rozteč trubek

$6 \cdot 10^3 < Re < 400 \cdot 10^3$ velká rozteč trubek

Při obtékání svazku trubek jsou podmínky pro první řadu trubek jen málo odlišné od poměrů kolem jednotlivé trubky. V následujících řadách se vlivem intenzivnější turbulence proudu intenzita přestupu tepla **zvyšuje**. V důsledku tvoření aerodynamického úplavu za prvními řadami trubek se mění i charakter obtékání druhé řady a řad následujících. Charakter průtoku se prakticky ustálí ve čtvrté řadě při šachovnicovém uspořádání.[5]

Pro šachovnicové uspořádání platí[5]:

$$Nu = 0,334 \cdot C_z \cdot \left(\frac{s_1 - D_e}{s - D_e} \right)^{0,2} \cdot Pr^{0,35} \cdot Re^{0,6} \quad (7.2.1)$$

platí pro:

$$\frac{s_1 - D}{s - D} \geq 0,7$$

$$Nu = 0,305 \cdot C_z \cdot Pr^{0,35} \cdot Re^{0,6} \quad (7.2.2)$$

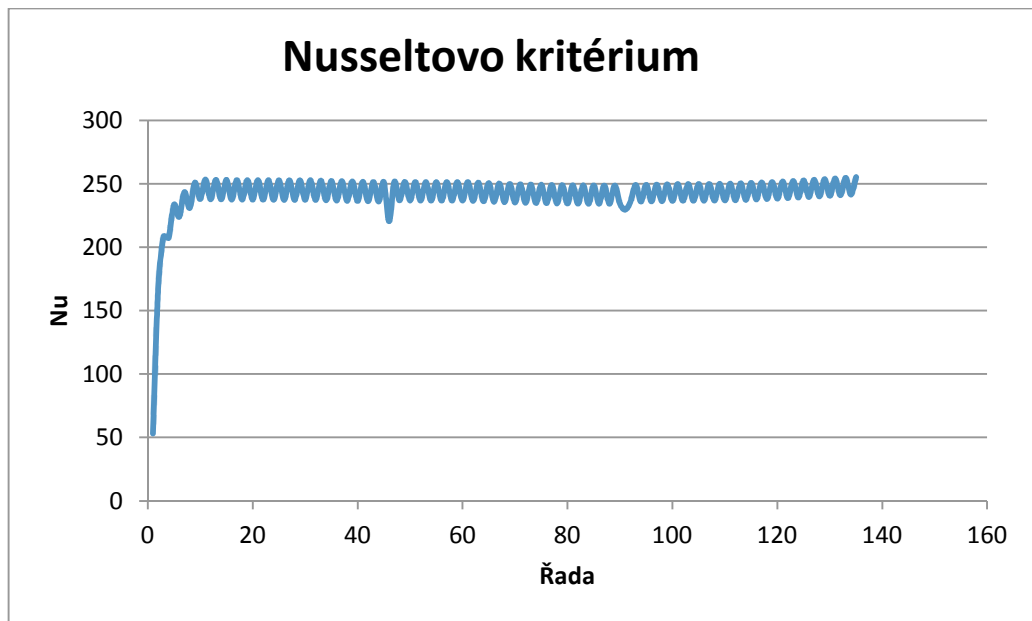
platí pro:

$$\frac{s_1 - D}{s - D} < 0,7$$

$$Nu = 0,334 \cdot C_z \cdot \left(\frac{s_1 - D_e}{s - D_e} \right)^{0,2} \cdot Pr^{0,35} \cdot Re^{0,6}$$

$$Nu = 0,334 \cdot 0,64 \cdot \left(\frac{0,04 - 0,06619}{0,015 - 0,06619} \right)^{0,2} \cdot 0,71661^{0,35} \cdot 14\,860,64^{0,6}$$

$$Nu = 53,003$$



Obr. 14 Hodnota Nusseltova kritéria v jednotlivých řadách

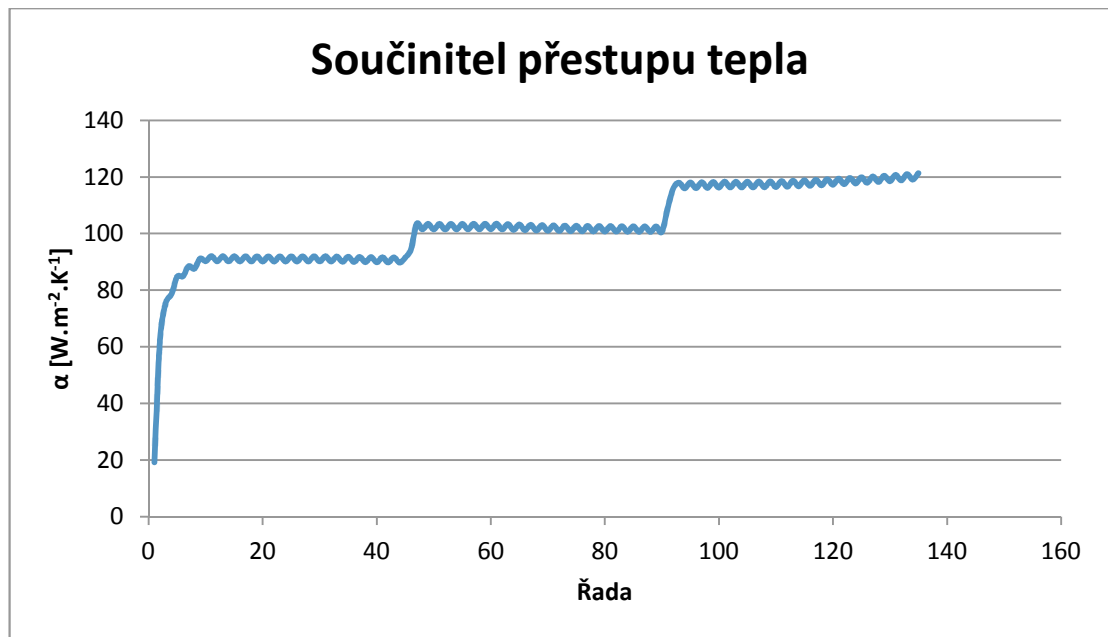
Z grafu je patrný vliv korekčních součinitelů na prvních deset řad a tím i nižší hodnota Nu. Zvlnění je opět způsobeno střídáním lichých a sudých řad, tj. rozdílným D_e .

Výpočet součinitele přestupu tepla

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{D_e} \quad [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}] \quad (7.2.3)$$

$$\alpha = \frac{53,003 \cdot 0,0240516}{0,06619}$$

$$\alpha = 19,258 \text{ } W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$$



Obr. 15 Součinitel přestupu tepla v jednotlivých řadách

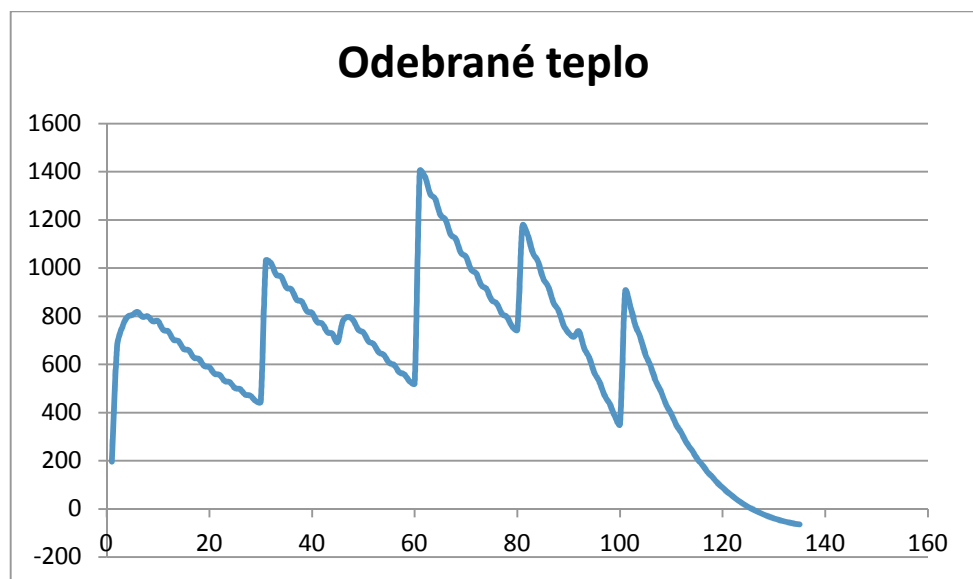
Součinitel přestupu tepla má také mírně klesavou tendenci, nicméně vlivem nižšího D_e ve druhé a třetí části je patrný náhlý nárůst hodnoty.

Výpočet množství odebraného tepla

$$Q_{od} = \alpha \cdot S \cdot \Delta t \quad [\text{J}] \quad (7.2.4)$$

$$Q_{od} = 19,258 \cdot 0,47124 \cdot (100 - 78,3)$$

$$Q_{od} = 196,932 \text{ J}$$



Obr. 16 Množství odebraného tepla

Hodnota odebraného tepla je teplo, které odebere řada trubic spalínám, které projdou skrz tuto řadu za 1 sekundu.

Teplo předané vodní parou a množství zkondenzované vody

Jakmile dosáhne teplota rosného bodu spalín, započne kondenzace vodní páry v nich obsažené. Výpočet množství zkondenzované vody vychází předpokladu, že poměrná část tepla odebraného řadou trubic je odebrána vodní páře. Výpočet tohoto poměru je proveden tak, že je spočítán poměr tepla neseného vodní parou k celkovému tepelnému obsahu spalín před řadou trubic. Procento tepla obsaženého ve vodní páře je pak stejné jako procento tepla odevzdaného vodní parou z celkového odebraného tepla řadou trubic.

$$x = \frac{m \cdot c_{p_{vp}} \cdot T}{m_{sp} \cdot c_{p_{sp}} \cdot T_{sp}} \quad [-] \quad (7.2.5)$$

Teplo odebrané vodní páře

$$Q_{od_{vp}} = Q_{od} \cdot x \quad [J] \quad (7.2.6)$$

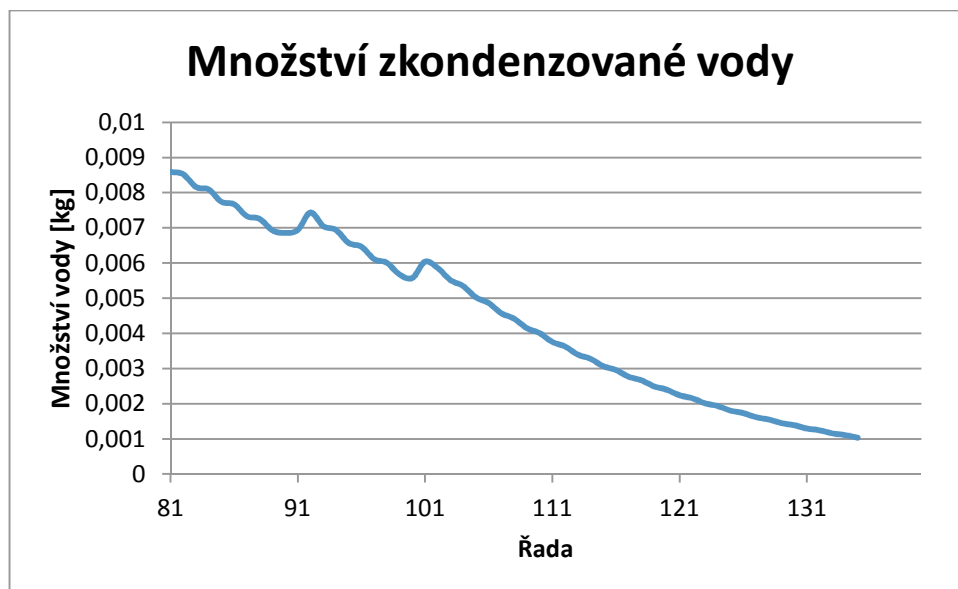
Množství zkondenzované páry se následně vypočte jako poměr tepla odebraného vodní páře ku součinu měrné tepelné kapacity vodní páry a rozdílu teplot mezi teplotou spalín a teplotou na povrchu trubice (vzhledem k zanedbání naprosto minimálních ztrát – bodem varu náplně), tj. množství vodní páry, která odevzdá teplo zchlazením z původní teploty na teplotu povrchu, na němž kondenzuje.

$$m_{kond} = \frac{Q_{od_{vp}}}{c_{p_{vp}} \cdot (t_{sp} - t')} \quad [J] \quad (7.2.7)$$

Kondenzace začíná na 81. řadě trubic, proto jako t_{sp} je teplota spalín za 80. řadou => 60,5°C a t' je bod varu náplně sekce 4 => 38°C. Odebrané teplo vodní páře 81.řadou je $Q_{od_{vp}} = 344,5 \text{ W}$.

$$m_{kond} = \frac{357,91}{1840 \cdot (60,5 - 38)}$$

$$m_{kond} = 0,0086 \text{ kg} = 0,0000086 \text{ m}^3$$



Obr. 17 Množství zkondenzované vody na jednotlivých řadách

Tepelný obsah kondenzátu

Po zkondenzování vodních par dochází ke stečení kondenzátu do sběrné nádržky. V této chvíli dochází také ke ztrátě tepla, které je v kondenzátu o teplotě přibližně bodu varu dané sekce. Toto teplo je nutné taktéž odečíst od tepelného obsahu spalin před řadou trubic. Tím získáme skutečný zbylý tepelný obsah spalin a skutečnou teplotu spalin.

$$Q_{kond} = m_{kond} \cdot c_{p_{vp}} \cdot T' \quad [J] \quad (7.2.8)$$

Ve vzorci je použita měrná tepelná kapacita vodní páry, protože Q_{kond} je zbylá část tepla, které neslo určené množství vodní páry (m_{kond}).

Kondenzací vodní páry na stěnách trubic dochází také ke změně další veličin, nutných pro další výpočty. Hmotnostní a objemový průtok spalin, množství vodní páry ve spalinách a také k rozdílné složení spalin, kde se mění procentuální zastoupení jednotlivých složek a další fyzikální veličiny.

Hmotnostní průtok

$$Q_m = Q_{m_1} - m_{kond} \quad [kg \cdot s^{-1}] \quad (7.2.9)$$

Objemový průtok

$$Q_v = \frac{Q_m}{\rho} \quad [m^3 \cdot s^{-1}] \quad (7.2.10)$$

Množství vodní páry ve spalinách

$$m_{vp} = m_{vp_{sp}} - m_{kond} \quad [kg] \quad (7.2.11)$$

Změna procentuálního zastoupení prvků ve spalinách

Sníženým obsahem vodní páry ve spalinách dochází také ke změně procentuálního zastoupení jednotlivých složek.

Řada	Změna procentuálního složení spalin			
	% H ₂ O	% N ₂	% CO ₂	% O ₂
81. řada	17,7492547	72,1203	9,214981	0,91546206
82. řada	17,2565135	72,55236	9,270185	0,92094634
83. řada	16,7791421	72,97093	9,323668	0,92625955
84. řada	16,3004417	73,39067	9,377299	0,93158755
85. řada	15,837272	73,7968	9,42919	0,93674269
86. řada	15,3734047	74,20353	9,48116	0,9419056
87. řada	14,9251639	74,59656	9,531378	0,94689458
88. řada	14,4768168	74,98969	9,581609	0,95188474
89. řada	14,0441262	75,36909	9,630086	0,95670065
90. řada	13,6118764	75,7481	9,678513	0,96151165
91. řada	13,169707	76,13581	9,728051	0,96643306
92. řada	12,690839	76,5557	9,781702	0,97176292
93. řada	12,232142	76,9579	9,833092	0,97686828
94. řada	11,7757537	77,35808	9,884223	0,98194795
95. řada	11,3393036	77,74077	9,933121	0,9868057
96. řada	10,9057432	78,12093	9,981695	0,99163128
97. řada	10,4917858	78,4839	10,02807	0,99623869
98. řada	10,0812095	78,84391	10,07407	1,00080846
99. řada	9,68980679	79,18711	10,11792	1,00516482
100. řada	9,30218888	79,52698	10,16135	1,00947906
101. řada	8,8783145	79,89865	10,20884	1,01419684
102. řada	8,46336267	80,26249	10,25533	1,01881531
103. řada	8,06933707	80,60799	10,29947	1,02320087
104. řada	7,68429167	80,94561	10,34261	1,02748648
105. řada	7,31930447	81,26564	10,3835	1,03154884
106. řada	6,96323885	81,57785	10,42339	1,0355119
107. řada	6,62628282	81,87331	10,46115	1,03926226
108. řada	6,29809008	82,16108	10,49791	1,04291509
109. řada	5,98799962	82,43298	10,53266	1,04636644
110. řada	5,68643118	82,6974	10,56644	1,04972294
111. řada	5,40191947	82,94687	10,59832	1,05288959
112. řada	5,12562169	83,18914	10,62927	1,05596483
113. řada	4,8653155	83,41739	10,65844	1,05886207
114. řada	4,61286351	83,63875	10,68672	1,0616719

115. řada	4,37533494	83,84702	10,71333	1,06431562
116. řada	4,14526305	84,04875	10,73911	1,06687635
117. řada	3,92905764	84,23833	10,76333	1,06928275
118. řada	3,71988602	84,42174	10,78676	1,07161086
119. řada	3,5235471	84,5939	10,80876	1,07379614
120. řada	3,33380452	84,76027	10,83002	1,075908
121. řada	3,15589372	84,91627	10,84995	1,07788817
122. řada	2,98413646	85,06687	10,86919	1,07979985
123. řada	2,82325051	85,20794	10,88722	1,08159053
124. řada	2,66807762	85,344	10,9046	1,08331763
125. řada	2,52286165	85,47133	10,92087	1,0849339
126. řada	2,38292678	85,59403	10,93655	1,0864914
127. řada	2,25208446	85,70876	10,95121	1,08794769
128. řada	2,12610467	85,81922	10,96532	1,08934986
129. řada	2,00840549	85,92242	10,97851	1,09065987
130. řada	1,89516737	86,02172	10,9912	1,09192023
131. řada	1,78945146	86,11441	11,00304	1,09309686
132. řada	1,68781491	86,20353	11,01443	1,09422809
133. řada	1,5929958	86,28667	11,02505	1,09528344
134. řada	1,50189589	86,36655	11,03526	1,09629739
135. řada	1,41696148	86,44102	11,04477	1,09724272

Tab. 9 Hodnoty procentuálního zastoupení prvků ve spalínách

Z tabulky vyplývá, že obsah zbylé vodní páry ve spalínách je pod úrovní 2%, což splňuje jeden z požadavků.

Výpočet dynamické viskozity

$$\eta_{sp} = \frac{100}{\frac{\sigma_{H_2O}}{\eta_{H_2O}} + \frac{\sigma_{CO_2}}{\eta_{CO_2}} + \frac{\sigma_{N_2}}{\eta_{N_2}} + \frac{\sigma_{O_2}}{\eta_{O_2}}} \quad [N \cdot s \cdot m^{-2}] \quad (7.2.12)$$

$$\eta_{sp_{81}} = \frac{100}{\frac{17,7492}{0,00001227} + \frac{9,215}{0,0000139} + \frac{72,1203}{0,00001707} + \frac{0,9154}{0,0000189}}$$

$$\eta_{sp_{81}} = 0,00001567 \text{ N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-2}$$

Výpočet kinematické viskozity

$$\nu_{sp} = \frac{100}{\frac{\sigma_{H_2O}}{\nu_{H_2O}} + \frac{\sigma_{CO_2}}{\nu_{CO_2}} + \frac{\sigma_{N_2}}{\nu_{N_2}} + \frac{\sigma_{O_2}}{\nu_{O_2}}} \quad [m^2 \cdot s^{-1}] \quad (7.2.13)$$

$$\nu_{sp_{81}} = \frac{100}{\frac{17,7492}{0,00002081} + \frac{9,215}{0,00000712} + \frac{72,1203}{0,00001365} + \frac{0,9154}{0,00001323}}$$

$$v_{sp_{81}} = 0,00001334 \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$$

Výpočet hustoty

$$\rho_{sp} = \frac{\eta_{sp}}{v_{sp}} \quad [\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}] \quad (7.2.14)$$

$$\rho_{sp_{81}} = \frac{0,00001567}{0,00001334}$$

$$\rho_{sp_{81}} = 1,1747 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

Výpočet součinitele tepelné vodivosti

$$\lambda_s = \frac{100}{\frac{\sigma_{H_2O}}{\lambda_{H_2O}} + \frac{\sigma_{CO_2}}{\lambda_{CO_2}} + \frac{\sigma_{N_2}}{\lambda_{N_2}} + \frac{\sigma_{O_2}}{\lambda_{O_2}}} \quad [\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}] \quad (7.2.15)$$

$$\lambda_{sp_{81}} = \frac{100}{\frac{17,7492}{0,0248} + \frac{9,215}{0,01465} + \frac{72,1203}{0,02598} + \frac{0,9154}{0,02424}}$$

$$\lambda_{sp_{81}} = 0,02405 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

Výpočet měrné tepelné kapacity

$$c_{p_{sp}} = \frac{100}{\frac{\sigma_{H_2O}}{c_{p_{H_2O}}} + \frac{\sigma_{CO_2}}{c_{p_{CO_2}}} + \frac{\sigma_{N_2}}{c_{p_{N_2}}} + \frac{\sigma_{O_2}}{c_{p_{O_2}}}} \quad [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}] \quad (7.2.16)$$

$$c_{p_{sp_{81}}} = \frac{100}{\frac{17,7492}{1840} + \frac{9,215}{825} + \frac{72,1203}{1043} + \frac{0,9154}{913}}$$

$$c_{p_{sp_{81}}} = 1099,32 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

Tyto výše uvedené veličiny se s každou řadou trubic vlivem změny složení spalín mění. Proto je nutné tyto veličiny vypočítat pro každou řadu znovu. Proto jsou výše uvedené výpočty pro 81. řadu (1. kondenzační) pouze pro nastínění postupu výpočtu. Tabulka veškerých hodnot z jednotlivých řad pro tyto veličiny jakožto i dalších je přiložena jako příloha.

Tepelný obsah spalin

Tepelný obsah spalin za jednotlivými řadami získáme odečtením odebraného tepla řadou trubic a tepla kondenzátu.

$$Q_{sp} = Q_{sp_1} - Q_{od} - Q_{kond} \quad [J] \quad (7.2.17)$$

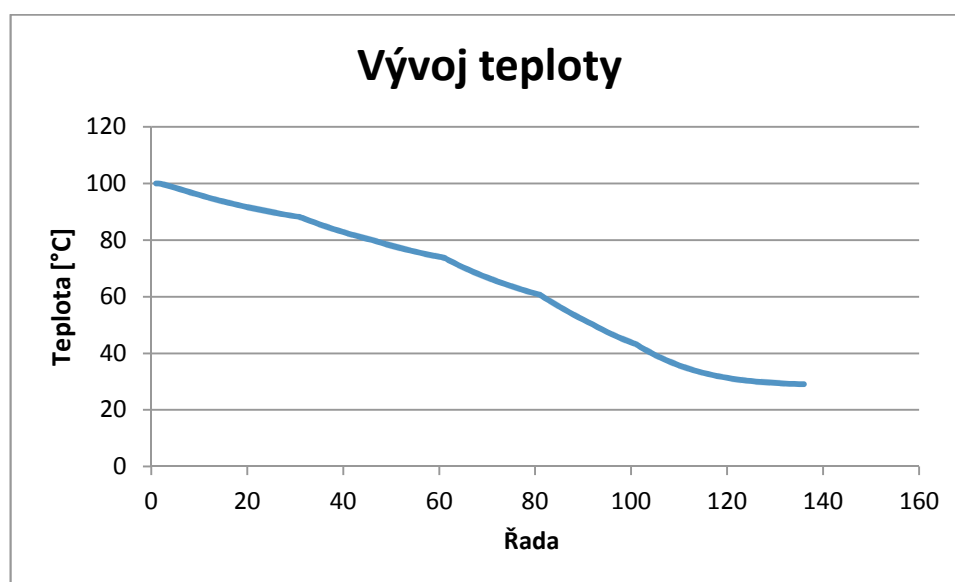
Určení teploty

Po odečtení odebraného tepla získáme tepelný obsah spalin za řadou trubic. Z něj pak teplotu spalin.

$$T_x = \frac{Q_{sp_x}}{m_{sp_x} \cdot c_{p_x}} \quad [K]$$

$$T_{81} = \frac{523587}{1,431 \cdot 1099,32}$$

$$T_{81} = 332,8 \text{ K}$$



Obr. 18 Vývoj teploty spalin ve výměníku

Objem spalin – objemový průtok

Objem spalin se určí pomocí stavové rovnice.

$$\frac{p_1 \cdot V_1}{T_1} = \frac{p_2 \cdot V_2}{T_2} \quad (7.2.18)$$

Pro výpočet je nutné určit p_2 . Řady trubíc vytváří tlakovou ztrátu, která ovlivňuje hodnotu výsledku V_2 .

Výpočet tlakové ztráty ^[14]

Pro vystřídaný svazek trubek:

$$\Delta p_{sv} = \zeta_{sv} \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho \quad [Pa] \quad (7.2.19)$$

Jestliže platí:

$$\frac{S_1}{D} > \frac{S_2}{D}$$

potom:

$$\zeta_{sv} = (5,4 + 3,4 \cdot z_2) \cdot Re^{-0,28} \quad (7.2.20)$$

Kde z_2 je počet řad.

$$V_2 = \frac{p_1 \cdot V_1 \cdot T_2}{T_1 \cdot p_2} \quad [m^3]$$

$$V_2 = \frac{90000 \cdot 1,2303 \cdot 373,026}{373,15 \cdot 89996,85}$$

$$V_2 = 1,2299 \, m^3$$

Výsledek je vlastně objemový průtok spalin za 1 sekundu.

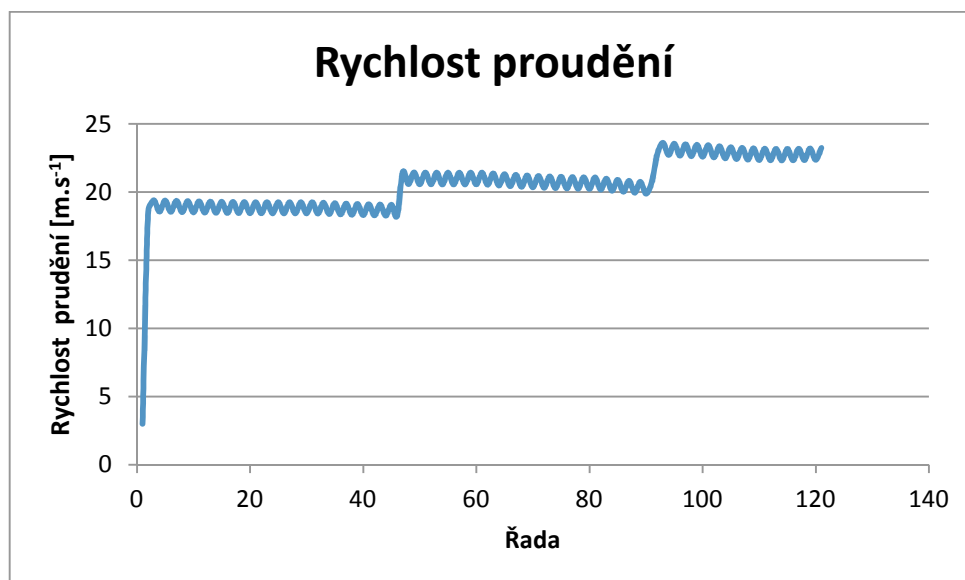
Rychlost proudění

Rychlost proudění je dána poměrem objemového průtoku spalin a ekvivalentního průměru kanálu výměníku.

$$\omega_2 = \frac{V_2}{D_{el}} \quad [m \cdot s^{-1}] \quad (7.2.21)$$

$$\omega_2 = \frac{1,2299}{0,06619}$$

$$\omega_2 = 18,58 \text{ m.s}^{-1}$$



Obr. 19 Rychlost proudění ve výměníku

7.3. Vodní část

Vstupní hodnoty chladicí vody

měrná tepelná kapacita	c_{pv}	4186	$\text{kJ.kg}^{-1}\text{K}^{-1}$	
vstupní teplota	T_v	15	$^{\circ}\text{C}$	288,15 K
hustota	ρ_v	998	kg.m^{-3}	
součinitel tepelné vodivosti	α_v	0,66	$\text{W.m}^{-2}\text{.K}^{-1}$	
dynamická viskozita	η_v	0,00048	N.s.m^{-2}	
kinematická viskozita	ν_v	$4,80962 \cdot 10^{-7}$	$\text{m}^2.\text{s}^{-1}$	
objemový průtok vody	$Q_{v\ v}$	0,001157977	$\text{m}^3.\text{s}^{-1}$	
hmotnostní průtok vody	$Q_{m\ v}$	1,155661514	kg.s^{-1}	
rychlost vody v potrubí	v_v	0,02	m.s^{-1}	

Výměník funguje principiálně jako protiproudý. Vstupní část je tedy část 3 a 135. řada trubic je první, která odevzdává teplo z náplně do vody (135.ř = 1.ř ve vodní cestě).

Výpočet ekvivalentního průměru

Stejně jako ve spalinové části, se musí určit ekvivalentní průměry pro všechny tři části výměníku. Vztahy pro výpočet viz str. 31.

Výsledné S a O v první části výměníku

$$S_l \quad 0,2225 \text{ m}^2 \quad O_l \quad 14,78 \text{ m}$$

$$S_s \quad 0,221 \text{ m}^2 \quad O_s \quad 15,27 \text{ m}$$

Výsledné S a O v druhé části výměníku

$$S_l \quad 0,2215 \text{ m}^2 \quad O_l \quad 15,692 \text{ m}$$

$$S_s \quad 0,21 \text{ m}^2 \quad O_s \quad 16,12 \text{ m}$$

Výsledné S a O v třetí části výměníku

$$S_l \quad 0,2095 \text{ m}^2 \quad O_l \quad 17,676 \text{ m}$$

$$S_s \quad 0,208 \text{ m}^2 \quad O_s \quad 18,164 \text{ m}$$

Hydraulický průměr pro 1. část:

lichá řada:

$$D_{el} = \frac{4 \cdot 0,2215}{14,78} = 0,0602 \text{ m}^2$$

sudá řada:

$$D_{es} = \frac{4 \cdot 0,221}{15,27} = 0,0579 \text{ m}^2$$

Hydraulický průměr pro 2. část:

lichá řada:

$$D_{el} = \frac{4 \cdot 0,2115}{15,692} = 0,0539 \text{ m}^2$$

sudá řada:

$$D_{es} = \frac{4.0,21}{16,12} = 0,0519 \text{ m}^2$$

Hydraulický průměr pro 3. část:

lichá řada:

$$D_{el} = \frac{4.0,2095}{17,676} = 0,0474 \text{ m}^2$$

sudá řada:

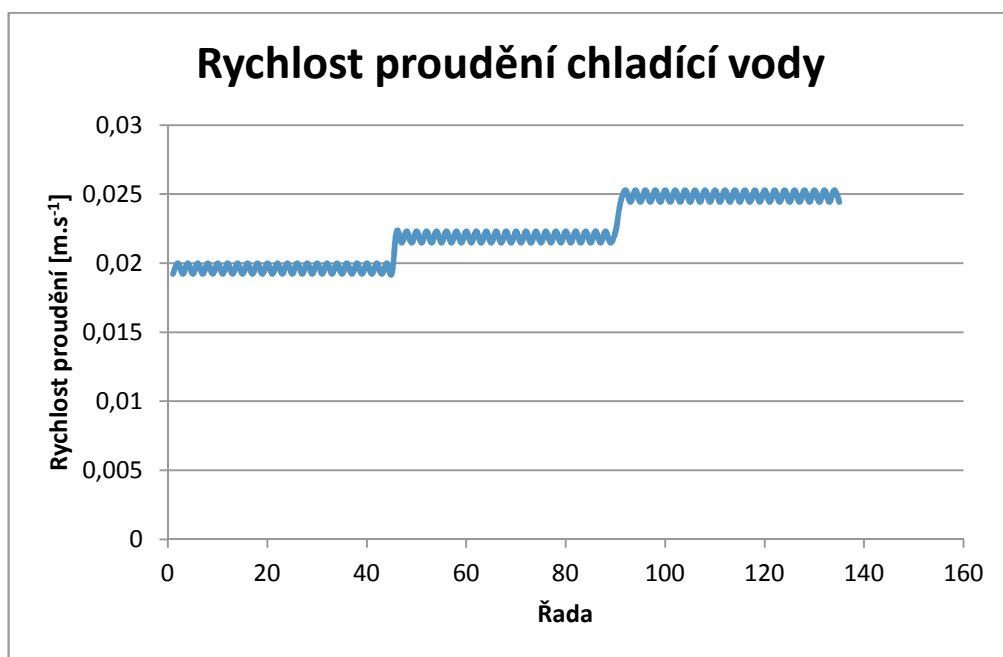
$$D_{es} = \frac{4.0,208}{18,164} = 0,0458 \text{ m}^2$$

Rychlost proudění

Rychlost proudění skrz řady trubíc je vzhledem k použití čerpadla a relativně nízkému nárůstu teploty téměř stálá. Mění se pouze vlivem změny počtu trubíc v řadách a roztečí v jednotlivých částech výměníku.

Vstupní rychlost proudění je stanovena na $0,02 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$.

$$v = \frac{Q_{vv}}{D_e} \quad [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (7.3.1)$$



Obr. 20 Rychlost proudění chladící vody

Prandtlovo kritérium

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\rho \cdot c_p \cdot \nu}{\lambda} \quad (7.3.2)$$

$$Pr = \frac{998 \cdot 4186 \cdot 0,00000048096}{0,66}$$

$$Pr = 3,044$$

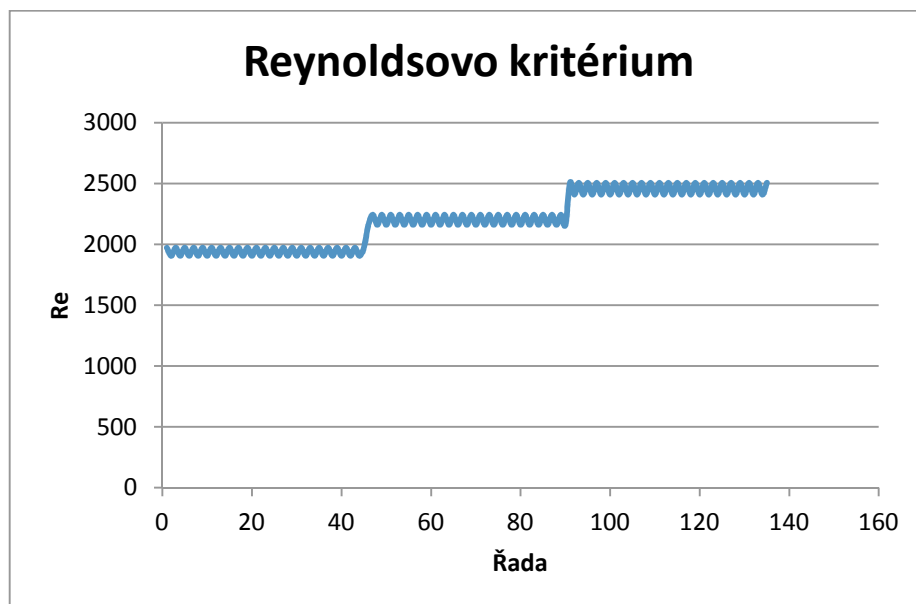
Reynoldsovo kritérium

$$Re = \frac{w_m \cdot D_e}{\nu} \quad (7.3.3)$$

$$Re = \frac{0,02 \cdot 0,0474}{0,00000048096}$$

$$Re = 1971$$

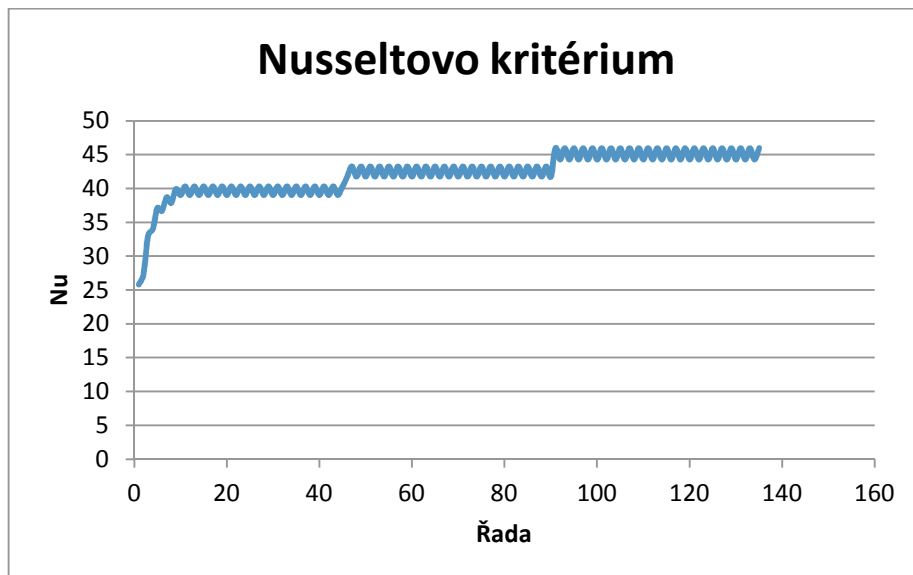
Reynoldsovo číslo je pod hodnotou 2320, proudění je tedy laminární. Postupně ovšem překračuje tuto hranici a dostává se do přechodové oblasti mezi laminárním a turbulentním prouděním.



Obr. 21 Reynoldsovo kritérium ve vodní části

Nusseltovo kritérium

Výpočet Nusseltova čísla je stejný jako pro spalínovou část (str. 36). Hodnoty Nu ve vodní části jsou uvedeny v příloze.



Obr. 22 Nusseltovo kritérium ve vodní části

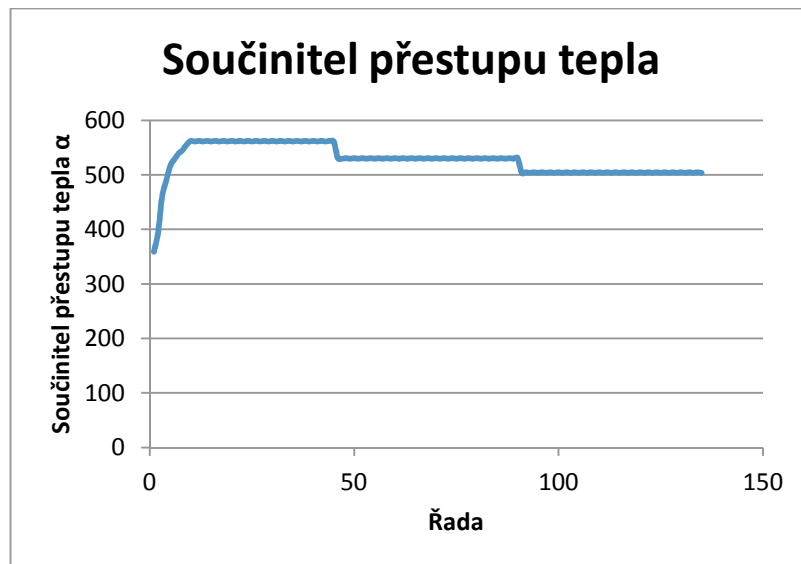
Z grafu je patrný skokový nárůst hodnoty způsobený zejména zvýšením D_e a Re v částech 1 a 2 výměníku.

Součinitel přestupu tepla

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{D_e} \quad [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}] \quad (7.3.4)$$

$$\alpha = \frac{25,79 \cdot 0,66}{0,0474}$$

$$\alpha = 359,02 \text{ } W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$$



Obr. 23 Součinitel přestupu tepla ve vodní části

Součinitel přestupu tepla má vzhledem ke zvětšujícím se roztečím trubíc a D_e v částech 1 a 2 klesající tendenci.

Přijaté teplo

Vychází se z předpokladu, že veškeré spalinám odebrané teplo přejde z náplně do vody. Po zkondenzování par v trubici dojde ke stečení náplně zpět do výparné části. Předá se pouze latentní teplo. Minimální ztráty se zanedbají.

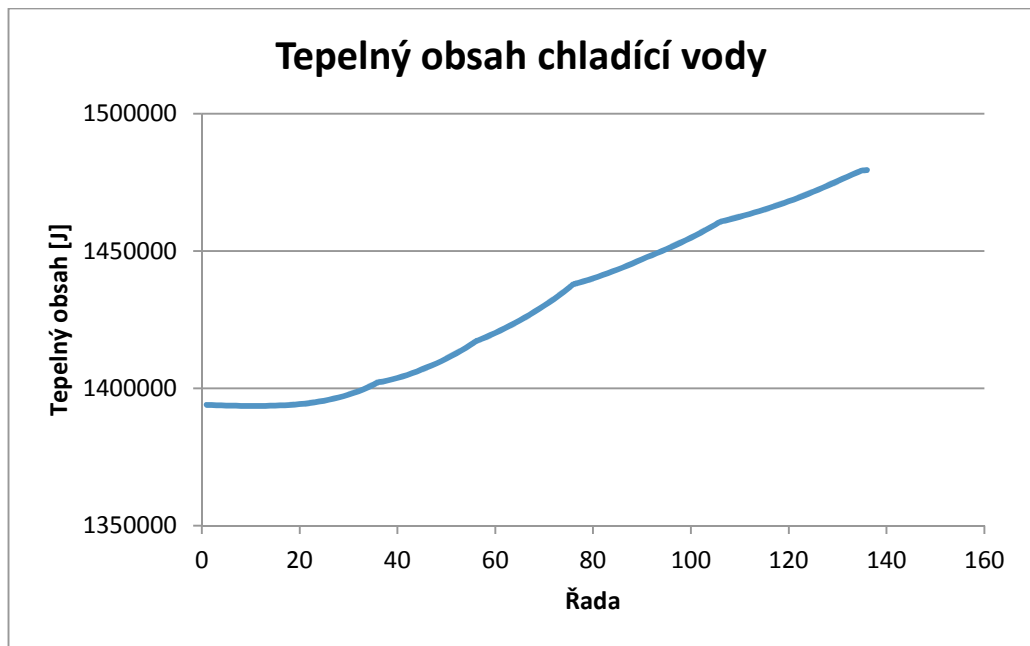
Tepelný obsah

K tepelnému obsahu vstupující vody se připočítává teplo předané jednotlivými řadami trubíc.

$$Q_{H_2O} = m_{H_2O} \cdot c_{p_{H_2O}} \cdot T'_{H_2O} \quad [J] \quad (7.3.5)$$

$$Q_{H_2O} = 1.15566 \cdot 4186 \cdot 288.15$$

$$Q_{H_2O} = 1393954,18 \text{ J}$$

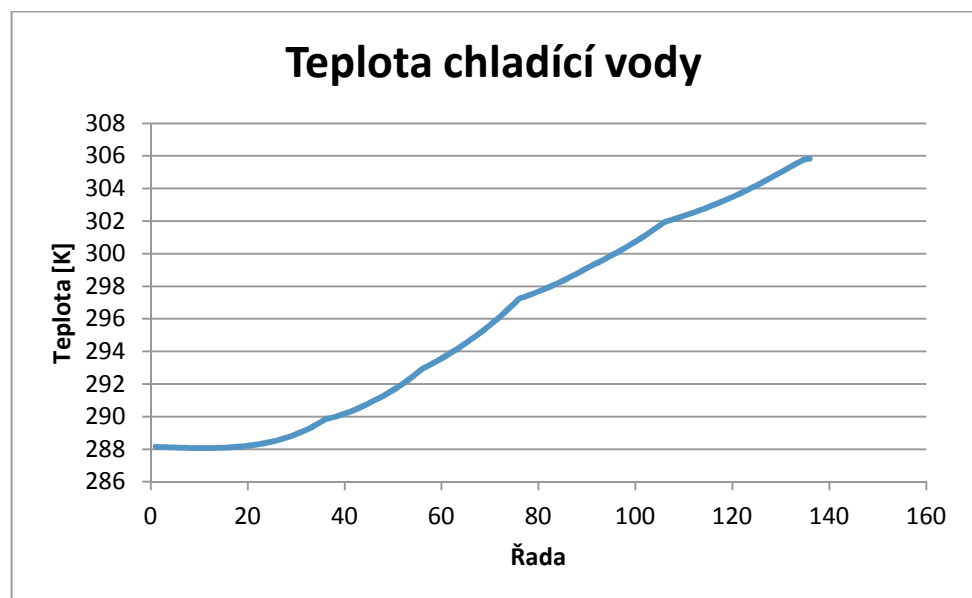


Obr. 24 Tepelný obsah chladící vody ve výměníku

Teplota chladící vody

Teplota chladící vody se vypočítá opět z rovnice pro tepelný obsah.

$$T'_{H_2O} = \frac{\dot{Q}_{H_2O}}{m_{H_2O} \cdot c_{p_{H_2O}}} \quad [K] \quad (7.3.6)$$



Obr. 25 Teplota chladící vody ve výměníku

Kontrola teplosměnné plochy

Vzhledem k předem určené výšce trubice, a tím teplosměnné plochy je nutné zkontrolovat zda vyhovuje.

$$S = \frac{Q_{od}}{\alpha \cdot T} \quad [m^2] \quad (7.3.7)$$

V případě nedostatečné teplosměnné plochy je nutné tuto plochu zvětšit přidáním odpovídajících žeber.

7.4. Udržovací výkon

Při provozu pece nedochází vždy k využití plného výkonu. Výměník musí tedy bezproblémově pracovat i při sníženém výkonu. Udržovací výkon hořáků je asi 5% z maximálního výkonu pece. ^[17]

Výkon pece: 4 MW \Rightarrow 5% = 200 000 W

Dále je nutné započítat ztrátu tepla vyzdívkou.

Rozměry pece jsou přibližně 4 x 3 x 10 m

$$S = 2 \cdot (ab + ac + bc) \quad (7.3.6)$$

$$S = 2 \cdot (4 \cdot 3 + 4 \cdot 10 + 3 \cdot 10) = 164 \, m^2$$

Tepelná ztráta vyzdívkou činí $\approx 500 \, W \cdot m^{-2} \Rightarrow 164 \times 500 = 82 \, 000 \, W$ ^[17]

Minimální výkon je tedy součet udržovacího výkonu hořáků a tepelné ztráty, kterou musí hořáky navíc pokrýt, tedy 282 000 W.

Veškeré vypočítané hodnoty k maximálnímu a udržovacímu výkonu jsou uvedeny v tabulkách v příloze.

7.5. Výpočet objemu náplně trubice.

Při výpočtu objemu náplně se vychází ze základního vzorce pro výpočet skupenského tepla varu, což je teplo, které přijme kapalina při fázové přeměně v plyn za stálé teploty. Vypočteme objem náplně, který se vypaří při dodání maximálního odebraného tepla v etanolové sekci. Toto teplo je ovšem odebrané řadou trubic, proto se musí nejprve určit teplo odebrané jednou trubicí.

$$L_v = m \cdot l_v \quad [J] \quad (7.3.7)$$

Celkový objem výparné části trubice:

$$\varnothing d = 6 \text{ mm} = 6 \text{ cm}$$

$$l = 1000 \text{ mm} = 100 \text{ cm}$$

$$S = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,6^2}{4} = 0,2827 \text{ cm}^2 \quad (7.3.8)$$

$$V_v = S \cdot l = 0,2827 \cdot 100 \quad (7.3.9)$$

$$V_v = 28,27 \text{ cm}^3 = 28,27 \text{ ml}$$

Etanolová náplň

$$l_{v_E} = 879\,000 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$\rho_E = 790 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

Max. hodnota odebraného tepla: 6. řada: 818, 27 J

Hodnota připadající na 1 trubici: $818,27 : 26 = 31,47 \text{ J}$

$$L_v = m \cdot l_v \Rightarrow m = \frac{L_v}{l_v}$$

$$m = \frac{31,47}{879000} = 0,0000358 \text{ kg}$$

$$V = \frac{m}{\sigma} = \frac{0,0000358}{790}$$

$$V = 4,532 \cdot 10^{-8} \text{ m}^3 = 0,04532 \text{ ml}$$

Metanolová náplň

$$l_{v_M} = 1100000 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$\rho_E = 790 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

Max. hodnota odebraného tepla: 61. řada: 1403, 16 J

Hodnota připadající na 1 trubici: $818,27 : 27 = 51,98 \text{ J}$

$$m = \frac{L_v}{l_v}$$

$$m = \frac{51,98}{1100000} = 0,0000472 \text{ kg}$$

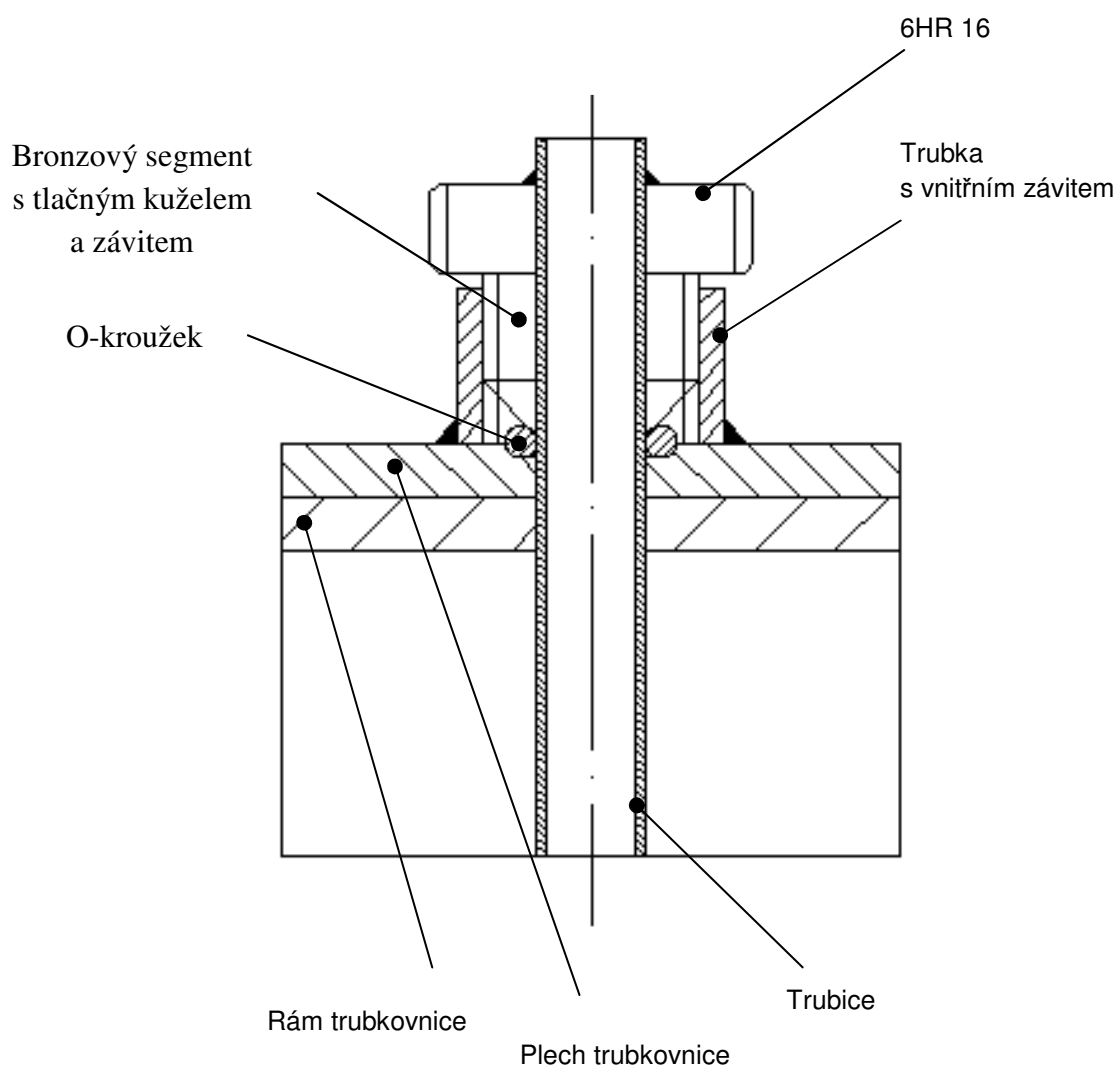
$$V = \frac{m}{\sigma} = \frac{0,0000472}{790}$$

$$V = 5,982 \cdot 10^{-8} \text{ m}^3 = 0,05982 \text{ ml}$$

Vzhledem k doporučení, aby objem náplně trubice byl alespoň 50% objemu výparníku^[2], bude objem náplně 15 ml.

8. Těsnění

8.1. Těsnění trubic



Obr. 26 Schéma principu těsnění trubic

Jedná se o těsnění pomocí O - kroužku a svěrného kužele. Na plechu trubkovnice je navařena trubka s vnitřním závitem. V plechu je osazení pro O-kroužek. Jako protikus je použit bronzový segment skládající se ze šestihranu (matice) a dříku se závitem. Kužel na tomto segmentu se může vytvořit při výrobě kusu, nebo až po naletování na trubici (kužel se vytvoří vysoustružením z přídatného materiálu). Úhel 30-45° kuželu se jeví jako optimální pro působení výslednice síly působící mezi kuželem a O-kroužkem, spíše je však lepší nižší hodnota z tohoto rozmezí, neboť přenáší více síly do bronzového segmentu než do trubice.

Princip činnosti je takový, že po zašroubování do trubice se stlačí O-kroužek, čímž dojde k utěsnění trubice. Reakční síla působící v závitech zajišťuje stabilitu polohy. Větší část těchto sil působí do bronzového segmentu, O-kroužku a ocelového plechu. Pouze menší část působí do trubice (záleží na úhlu kuželu tlačící na O-kroužek). Taktéž jsou lépe pohlcovány vibrace vzniklé prouděním spalin a nedojde k uvolnění těsnění.

Výhodou je snadná montáž a údržba. Výměna jednotlivých trubic je vyřešena pouze odšroubováním ze své pozice a nahrazením. Dotažení je pak provedeno nástrčným klíčem. Rozměry matice dovolují dotažení tímto klíčem při současných roztečích a uspořádání. Nevýhodou je složitější konstrukce, výroba a vyšší cena. Spalinová část utěsněna nebude, neboť vzhledem k použitým materiálům trubkovnice spodní těsnění není nutné.

8.2. Těsnění skeletu výměníku

Kvůli rozebíratelné konstrukci skeletu výměníku je nutné utěsnit taktéž boky, dno a víko výměníku. Ve vodní části je tlak v systému $\approx 1\text{MPa}$, ve spalinové $\approx 0,077\text{MPa}$, proto je nutné zvolit těsnění, zabezpečující dokonalou funkčnost a bezproblémovost provozu.

Pro tyto části jsem zvolil kombinaci pryžového těsnění a silikonu. Tvarové těsnění se umístí mezi boční plech a nosnou konstrukci výměníku. Silikon se nanese oboustranně mezi pryž a kov. Předpětí v těsnění vytvoří šrouby, kterými bude plech přišroubován ke konstrukci a kterými bude vytvořen dostatečný tlak, potřebný k dokonalému utěsnění výměníku.

Těsnění přechodových částí

Přechodové části, spojující jednotlivé sekce výměníku, budou těsněny taktéž pryžovým těsněním, které ovšem již obsahují průmyslově vyráběné spojky pro tyto účely. Proto použiji právě tyto spojky.

8.3. Výpočet šroubů

Výpočet šroubů ve vodní části ^[6]

Boční plech vodní sekce:

Tlak ve vodní části: 1MPa

Plocha, na kterou působí tlak

$$S = a \cdot b = 0,235 \cdot 0,63 = 0,14805 \text{ m}^2 \quad (8.3.1)$$

Síla působící na plochu S

$$p = \frac{F}{S} \Rightarrow F = p \cdot S \quad (8.3.2)$$

$$F = 1000000 \cdot 0,14805 = 148050 \text{ N}$$

Zvolil sem 24ks šroubů v roztečích uvedených na výkresech.

Síla na 1 šroub.

$$F_0 = \frac{F}{24} = \frac{148050}{24} = 6168,75 \text{ N}$$

Výpočet minimálního průměru jádra šroubu

$$\beta \cdot \sigma_d \leq \sigma_D \quad (8.3.3)$$

$$\beta \cdot \frac{F_0}{\frac{\pi \cdot d_3'^2}{4}} \leq \frac{Re}{k_s}$$

$$d_3' = 2 \cdot \sqrt{\frac{\beta \cdot k_s \cdot F_0}{\pi \cdot Re}} \quad [mm]$$

Materiál šroubů je 8.8, tzn. Re= 640 MPa. Koeficient statické bezpečnosti k_s=3.

$$d_3' = 2 \cdot \sqrt{\frac{1,3 \cdot 3 \cdot 6168,75}{\pi \cdot 640}}$$

$$d_3' = 6,928mm \Rightarrow \text{volím šroub M10 x 1,5 (d}_3 = 8,16mm)$$

Čelní vstupní a výstupní hrdlo vodní sekce

Z hlediska působících sil, je nejnepříznivější stav u výměníku č. 1, který má největší rozměry. Proto se výpočet pro určení šroubů provede pouze u tohoto výměníku, počet a velikost šroubů bude na výměnících č.2 a 3 totožná.

Plocha, na kterou působí tlak

$$S = a \cdot b = 0,98 \cdot 0,235 = 0,2303 \text{ m}^2$$

Síla působící na plochu S

$$F = p \cdot S \quad [\text{N}]$$

$$F = 1000000 \cdot 0,2303 = 230300 \text{ N}$$

Zvolil sem 26 ks šroubů v roztečích uvedených na výkresech.

Síla na 1 šroub.

$$F_0 = \frac{F}{26} = \frac{230300}{26} = 8857,7 \text{ N}$$

Výpočet minimálního průměru jádra šroubu

$$d'_3 = 2 \cdot \sqrt{\frac{\beta \cdot k_s \cdot F_0}{\pi \cdot Re}} \quad [\text{mm}]$$

$$d'_3 = 2 \cdot \sqrt{\frac{1,3 \cdot 3.8857,7}{\pi \cdot 640}}$$

$$d'_3 = 8,29 \text{ mm} \Rightarrow \text{volím šroub M10 x 1,25 (d}_3 = 8,466 \text{ mm)}$$

Spalinová část

Tlak ve spalinové části je vzhledem k tlakovým ztrátám v potrubí, technologickém zařízení před výměníkem a v samotném výměníku klesne za výměníkem až na hodnotu 77 131,7 Pa. Je tedy nižší než atmosférický a na šrouby nebude působit tahové namáhání. Proto není nutné provádět výpočty pro určení průměru šroubu.

Počet šroubů pro boční spalinový plech jsem zvolil na 18 ks M8 x 1,25.

Počet šroubů pro čelní vstupní a výstupní hrdlo jsem zvolil 20 ks M8 x 1,25.

Rozteče šroubů na jednotlivých výměnících jsou uvedeny na výkresech.

9. Ventilátor

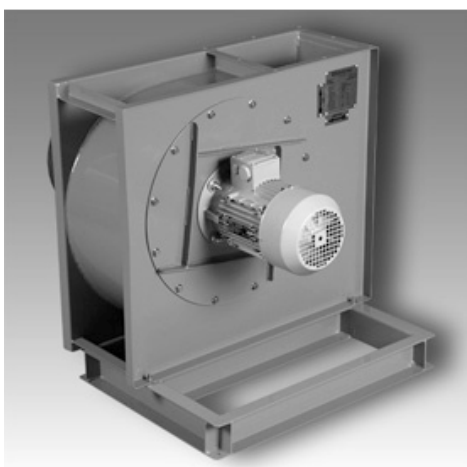
Z důvodů velké tlakové ztráty je nutné použít pro odtah spalin nucený tah. Toho dosáhneme použitím ventilátoru. Potřebné údaje pro určení ventilátoru.

tlakový spád $\Delta p = 24\,194\text{ Pa}$

průtok $Q = 1,23\text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} = 4428\text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$

Z důvodu velmi vysokého tlakového spádu se použijí dva stejné ventilátory za sebou. Potřebný tlakový spád připadající na jeden bude potom poloviční.

Pro odtah spalin jsem zvolil radiální extravysokotlaké ventilátory firmy Energoekonom a to typ **CFXH 315 200L/2**. [13]



Obr. 27 Ventilátor firmy Energoekonom

V případě poruchy ventilátorů ovšem není nízký komín schopen zajistit odtah spalin a musí dojít k odstávce celého zařízení, což je finančně nákladné a časově náročné.

Proto jako opatření navrhuji mít záložní ventilátor připojený do systému. Pokud dochází k rekonstrukci technologického zařízení podniku a je k dispozici vyhovující komín, je možné v případě poruchy ventilátoru, klapkou zastavit vstup spalin do výměníku a odklonit jejich tok do jiného potrubí (by-pass) a dále do náhradního komína. Tím se sníží tlaková ztráta v systému a komín bude schopen vytvořit dostatečný tah pro odtah spalin i bez ventilátoru.

10. Závěr

Tato práce se zabývala využitím energie z tepelného odpadu ohřívací pece. Hlavní požadavky, které byly kladeny na projektované zařízení, byly snížit teplotu spalin pod jejich rosný bod a zajistit zkondenzování maximálního množství vodních par v nich obsažených. Zařízení mělo využívat technologie tepelných trubíc pro přenos tepla ze spalin do teplotnosného média.

Prvotním výpočtem byl stanoven energetický potenciál využitelný pro ohřev vody jako teplotnosného média. Ušetřené výdaje na TUV by při současných cenách činily cca. 270 000 Kč ročně. Byl stanoven princip činnosti a předběžné rozměry zařízení. Předběžným výpočtem byl stanoven přibližný průběh teplot, množství odebraného tepla a zkondenzovaných par. Na základě těchto výsledků bylo zařízení rozděleno na tři konstrukčně stejné části, které se ovšem lišili počtem trubíc v řadách a jejich roztečemi. Tyto úpravy byly provedeny kvůli rovnoměrnějšímu proudění spalin ve výměníku a také pro rozdělení výměníku na zchlazovací část, a oddělené kondenzační části se samostatným odtokem kondenzátu. Toto řešení bylo zvoleno s ohledem na jednodušší výrobu, montáž a případné opravy zařízení.

Po těchto úpravách rozměrů byly stanoveny hodnoty veličin ovlivňující přestup tepla ve výměníku a určená konečná teplosměnná plocha zajišťující jak přestup tepla ze spalin do náplně trubice a následně z náplně do vody, tak kondenzaci vodních par.

S ohledem na výkon pece a vstupní teploty, bylo dosaženo podobných rozměrů jako u stávajících zařízení s rozdílem, že toto zařízení je kondenzační. Hodnota zbylých par ve spalinách je 1,4%. Tento výsledek vyhovuje kladeným požadavkům.

Zařízení bylo navrženo s rozebíratelným pláštěm, který umožňuje pohodlnou údržbu, čištění a revizi. Těsnění trubíc je provedeno tak, aby bylo možné každou trubici jednoduše a nezávisle vyměnit popř. s ní jinak manipulovat. Odtah spalin je již řešen jako nucený, tj. využitím dvojice ventilátorů a s návrhem alternativního řešení.

11. Seznam použité literatury

- [1] SVĚT HARDWARE [online]. [cit. 30.5.2011]. Dostupné z WWW:
<http://www.svethardware.cz/artp.jsp?doc=65D63DE45D7F238AC125726C0070D361>
- [2] REAY, David; KEW, Peter; *Heat pipes*. 5.vyd. Butterworth-Heinemann, Oxford: 2006. 377s. ISBN-13: 978-0-7506-6754-8
- [3] ELDIS [online]. [cit. 13.9.2011]. Dostupné z WWW:
http://www.dobrepc.cz/sestavy/komponenta_teplovodne_trubky_quick_cool_heat_pipe_250_mm.asp
- [4] HUBKA, Vladimír; *Konstrukční nauka, obecný model postupu při konstruování*. 2. přeprac. a doplň. vyd. Zürich: HEURISTA: 1995. 118s. ISBN 80-90 1135-0-8
- [5] BIRD, R. Byron; *Přenosové jevy: sdílení hybnosti, energie a hmoty*. 1.vyd. Praha, Akademia 1968, 799s.
- [6] ČERNOCH, Svatopluk; *Strojně technická příručka*. 12. přeprac.vyd. Praha, SNTL 1968, 2412s.
- [7] FORSTEEL [online.] [cit. 24.10.2011]. Dostupné z WWW:
http://www.forsteel.cz/ForSTEEL_HL_4_2008.pdf
- [8] DES CHAMPS LABORATORIES Inc.[online.] [cit. 24.10.2011]. Dostupné z WWW:
<http://www.munters.us/upload/Related%20product%20files/Heat%20Pipe%20Heat%20Exchanger.PDF>
- [9] ALIBABA [online]. [cit. 17.11.2011]. Dostupné z WWW:
http://www.alibaba.com/product-free/100480164/Heat_Pipe_Wicks/showimage.html
- [10] PCTUNING.TYDEN [online]. [cit. 17.11.2011]. Dostupné z WWW:
http://pctuning.tyden.cz/hardware/graficke-karty/4436-inno3d_geforce_6800pe_agp-heat-pipe_v_akci
- [11] BLAHOŽ, V; KADLEC, Z; *Základy sdílení tepla*. 2.vyd. Ostrava. 2000, 110s. ISBN 80-902001-1-7
- [12] DEAN, John A.: *Lange's handbook of chemistry*. 15.edit. McGraw-Hill, Inc.1999, 1291s. ISBN 0-07-016384-7
- [13] ENERGOEKONOM [online]. [cit. 2.5.2012]. Dostupné z WWW:
www.energoekonom.cz/index.php?menu=menu3ventCFXH&stranka=07strankyVentilatoryOcel/ventilatory_cfxh

- [14] ENERGETIKA.CVUT.CZ [online]. [cit. 20.3.2012]. Dostupné z WWW:
<http://energetika.cvut.cz/files/VTK%20pr3.pdf>
- [15] FÍK, Josef; *Zemní plyn*. ČSTZ, Praha, 2006, 355s. ISBN 80-86028-22-4
- [16] LEINVEBER, J; VÁVRA, P; Strojnické tabulky. 3.doplněné vyd. Úvaly: ALBRA
2006. 914s. ISBN 80-7361-033-7
- [17] Sdělení vedoucího práce
- [18] CENY ENERGIE [online]. [cit. 7.5.2012]. Dostupné z WWW:
<http://www.cenyenergie.cz/>

12. Seznam obrázků a tabulek

Obr. 1	Detail tepelné trubice
Obr. 2	Princip činnosti tepelných trubic
Obr. 3	Typy konstrukce
Obr. 4	Úpravy vnitřní části trubic
Obr. 5	Výměník firmy Forsteel s.r.o.
Obr. 6	Rekuperátor firmy Des Champs Laboratories Inc.
Obr. 7	Blackbox
Obr. 8	Funkční struktura
Obr. 9	Hrubá stavební struktura
Obr. 10	Hrubá stavební struktura
Obr. 11	Princip výměny tepla
Obr. 12	Hodnota Reynoldsova kritéria v jednotlivých řadách
Obr. 13	Hodnoty opravných součinitelů a schéma postavení trubek
Obr. 14	Hodnota Nusseltova kritéria v jednotlivých řadách
Obr. 15	Hodnota součinitele přestupu tepla v jednotlivých řadách
Obr. 16	Množství odebraného tepla
Obr. 17	Množství zkondenzované vody v jednotlivých řadách
Obr. 18	Vývoj teploty spalin ve výměníku
Obr. 19	Rychlost proudění ve výměníku
Obr. 20	Rychlost proudění chladicí vody
Obr. 21	Reynoldsovo kritérium ve vodní části
Obr. 22	Nusseltovo kritérium ve vodní části
Obr. 23	Součinitel přestupu tepla ve vodní části
Obr. 24	Tepelný obsah chladicí vody ve výměníku
Obr. 25	Teplota chladicí vody ve výměníku
Obr. 26	Schéma principu těsnění trubic

Obr. 27 Ventilátor firmy Energoekonom

Tab. 1	Fyzikální vlastnosti náplní tepelných trubíc
Tab. 2	Morfologická matice
Tab. 3	Spalovací tabulka
Tab. 4	Složení vlhkých spalin $n = 1$
Tab. 5	Složení vlhkých spalin $n = 1,05$
Tab. 6	Výhřevnost zemního plynu
Tab. 7	Fyzikální vlastnosti látek obsažených ve spalinách
Tab. 8	Rozdělení náplní v sekcích
Tab. 9	Hodnoty procentuálního zastoupení prvků ve spalinách

13. Seznam příloh

Příloha A:	Tabulka vypočtených hodnot pro maximální výkon
Příloha B:	Tabulka vypočtených hodnot pro maximální výkon
Příloha C:	Tabulka vypočtených hodnot po začátku kondenzace – maximální výkon
Příloha D:	Tabulka vypočtených hodnot po začátku kondenzace – maximální výkon
Příloha E:	Tabulka vypočtených hodnot ve vodní části – maximální výkon
Příloha F:	Tabulka vypočtených hodnot pro udržovací výkon
Příloha G:	Tabulka vypočtených hodnot pro udržovací výkon
Příloha H:	Tabulka vypočtených hodnot po začátku kondenzace – udržovací výkon
Příloha I:	Tabulka vypočtených hodnot po začátku kondenzace – udržovací výkon
Příloha J:	Tabulka vypočtených hodnot ve vodní části – udržovací výkon

Výkresy:

SN2KIV01 – ZG – DP – 01
SN2KIV01 – ZG – DP – 02
SN2KIV01 – ZG – DP – 03
SN2KIV01 – ZG – DP – 04
SN2KIV01 – ZG – DP – 05

SN2KIV01 – ZG – DP – 06

SN2KIV01 – ZG – DP – 07

SN2KIV01 – ZG – DP – 08

SN2KIV01 – ZG – DP – 09

SN2KIV01 – ZG – DP – 10